



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**  
**ENERGETICKÝ ÚSTAV**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
ENERGY INSTITUTE

# LAMELOVÝ HYDROGENERÁTOR

VANE PUMP

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**  
BACHELOR'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**  
AUTHOR

**JIŘÍ MACH**

**VEDOUcí PRÁCE**  
SUPERVISOR

**Ing. ROMAN KLAS, Ph.D.**

**BRNO 2014**



Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2013/2014

## **ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

student(ka): Jiří Mach

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

### **Lamelový hydrogenerátor**

v anglickém jazyce:

### **Vane pump**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

V úvodu práce budou shrnuty obecné poznatky o hydrogenerátorech a zmíněny nejdůležitější vztahy a charakteristiky. Na tuto část práce by poté měla navázat řešerše lamelových hydrogenerátorů s popisem jejich funkce, předností a nedostatků. Vše bude následně doplněno o základní návrh lamelového hydrogenerátoru, ve kterém dojde především ke stanovení hlavních rozměrů. Zjednodušený dvourozměrný model navrženého čerpadla bude v závěru podroben stacionární CFD analýze.

Cíle bakalářské práce:

Student získá základní informace o konstrukci a chodu hydrogenerátorů – zejména lamelových. Seznámí se s hlavními úskalími návrhu a výpočtu, který realizuje, a stejně tak ověří možnosti CFD analýzy hydrostatického převodníku. Měl by být rovněž schopen pojmenovat odlišnosti a nedostatky návrhu i samotné analýzy. Tím zmapuje cestu od úvodní řešerše problému po první kroky směřující k vlastnímu návrhu lamelového hydrogenerátoru.

Seznam odborné literatury:

Bláha, J. - Brada, K.: Hydraulické stroje, Praha, 1992.

Peňáz, V. - Benža, D.: Tekutinové mechanismy, VUT v Brně, Brno, 1990.

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Roman Klas, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne 14.11.2013

L.S.

---

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.  
Ředitel ústavu

---

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.  
Děkan fakulty

## **ABSTRAKT**

Tato bakalářská práce uvádí základní informace o lamelových hydrogenerátorech, zejména s nevyváženou konstrukcí a lamelami vedenými v rotoru. Úvodní kapitola se obecně věnuje hydrogenerátorům. Jsou zde popsány základní informace, rozdělení, výhody a nevýhody jednotlivých typů, charakteristiky a výpočtové vztahy. V následujících kapitolách jsou popsány lamelové hydrogenerátory z hlediska rozdělení, popisu funkce a výpočtových vztahů. Dále je proveden praktický výpočet lamelového hydrogenerátoru podle daného zadání doplněný o CFD analýzu.

### **Klíčová slova**

lamelový hydrogenerátor, CFD analýza, 2D model, okrajové podmínky, účinnost, charakteristiky hydrogenerátoru

## **ABSTRACT**

This work gives basic information about vane pumps, especially with unbalanced construction and vanes led by rotor. The first chapter generally gives an attention to pumps. There are described basic information, classification, advantages and disadvantages of the types, characteristics and calculation relations. The following chapters describe the vane pumps in the way of classification, description of function and calculation relations. There is also made a practical calculation of vane pump according to the assignment accompanied by CFD analysis.

### **Key words**

vane pump, CFD analysis, 2D model, boundary conditions, efficiency, characteristics of pumps

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

MACH, Jiří. *Lamelový hydrogenerátor*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 49 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Roman Klas, Ph.D.

## PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma *Lamelový hydrogenerátor* vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu použité literatury.

V Brně dne

---

---

Jiří Mach

## **PODĚKOVÁNÍ**

Tímto děkuji vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Romanu Klasovi, Ph.D. za vstřícnost, ochotu, cenné připomínky a rady při vypracování této bakalářské práce. Dále bych chtěl poděkovat mé rodině a přátelům, kteří mě po celou dobu bakalářského studia podporovali.



# **OBSAH**

ÚVOD.....	11
1 HYDROGENERÁTORY .....	12
1.1 Rozdělení hydrogenerátorů .....	12
1.2 Použití hydrogenerátorů.....	12
1.3 Základní vztahy .....	13
1.4 Teoretické charakteristiky hydrogenerátorů .....	15
2 LAMELOVÝ HYDROGENERÁTOR.....	17
2.1 Lamelový hydrogenerátor s lamelami vedenými v rotoru.....	17
2.1.1 Lamelový hydrogenerátor s nevyváženým rotorem .....	17
2.1.2 Lamelový hydrogenerátor s vyváženým rotorem .....	24
2.2 Lamelový hydrogenerátor s lamelami vedenými ve statoru .....	26
3 NÁVRH LAMELOVÉHO HYDROGENERÁTORU .....	27
3.1 Průtok.....	27
3.2 Tloušťka lamel.....	28
3.3 Excentricita.....	29
3.4 Průměr hřídele .....	30
3.5 Postup výpočtu .....	30
4 PRAKTICKÝ VÝPOČET .....	31
4.1 Výpočet hlavních rozměrů .....	31
4.2 Vytvoření geometrie .....	33
4.3 Výpočet okrajových podmínek pro program GAMBIT .....	34
5 ÚVOD DO CFD ANALÝZY .....	35
5.1 Program GAMBIT.....	35
5.2 Program Fluent .....	36
5.3 Výsledky CFD analýzy .....	37
5.3.1 Okrajové podmínky .....	38
5.3.2 Rozložení tlaků .....	39
5.3.3 Rozložení rychlostí .....	40
5.3.4 Průtok kapaliny .....	41
ZÁVĚR.....	42
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY .....	43
SEZNAM OBRÁZKŮ .....	45
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK.....	46
SEZNAM PŘÍLOH .....	47



## ÚVOD

Síla vody byla lidmi využívána odpradávná. Za první stroj, který „čerpá“ vodu, můžeme považovat pás s nádobami, který fungoval tak, že se otáčel a nabíral vodu do nádob a následně ji vylil do připravených koryt. Tyto pásy byly poháněny lidskou nebo zvířecí silou. Prvním čerpadlem lze označit tzv. Archimédův šroub, jehož princip spočíval v otáčení šroubovice uložené pod určitým úhlem, čímž docházelo k přesunu čerpaného média z nižšího místa na místo vyšší.

První konstrukci hydrostatického mechanismu (hydraulického lisu) navrhl v 17. století francouzský vědec a vynálezce Blaise Pascal. Avšak teprve na konci 18. století si nechal Angličan Joseph Bramah patentovat první prakticky použitelný hydraulický lis. Německý astronom a mechanik Johannes Kepler kolem roku 1600 navrhl a zrealizoval princip zubového čerpadla. Tou dobou Ramelli zkonstruoval lamelové a axiální pístové čerpadlo.

Až do začátku 20. století se v hydraulických mechanismech používala jako pracovní látka voda. Poprvé byl olej jako pracovní kapalina v hydrostatickém převodu použit Američany Wiliamsem a Janneyem v roce 1905. Použitím oleje došlo k lepšímu mazání pracovních prvků a nedocházelo k jejich korozi. Tím dali impuls pro rychlý rozvoj moderní hydrauliky, který setrvává dodnes.

Hydraulické stroje dělíme z hlediska přeměny energie na hydrostatické a hydrodynamické. V hydrostatických strojích dochází k přímé přeměně mechanické energie na energii tlakovou. K této přeměně dochází přímo v pracovním prvku stroje. Tlak kapaliny je zde hydrostatický a není závislý ani na rychlosti, ani na poloze média. U hydrodynamických strojů probíhá přeměna mechanické energie na energii hydraulickou nepřímo, tj. skrze kinetickou energii kapaliny. Tlak kapaliny je zde hydrodynamický a je závislý na rychlosti a poloze média.

Základními prvky hydraulických strojů jsou čerpadla, která se postupem času stále více zdokonalovala a rozvíjela. K prvním pístovým čerpadlům se postupně přidávala další čerpadla s různými konstrukčními provedeními: zubová, šroubová, lamelová, membránová, vřetenová, plunžrová atd. K jejich rozšíření došlo zejména po 2. světové válce. V dnešní době je kladen důraz spíše na inovaci a optimalizaci stávajících typů čerpadel než na vývoj typů nových.

Čerpadla jsou v dnešní době velmi používaná zařízení, svá uplatnění našla snad ve všech odvětvích průmyslu. Největší využití mají v jaderné a tepelné energetice (asi desetina vyrobené energie je spotřebována na provoz vlastní čerpací techniky).

Tato práce se dále zabývá přednostně lamelovými hydrogenerátory. V první části jsou shrnuty obecné poznatky o hydrogenerátorech, např. základní rozdělení, výpočtové vztahy, teoretické charakteristiky a další. Druhá část se věnuje bližšímu popisu samotných lamelových hydrogenerátorů, a to například principu činnosti, rozdělení, silovému působení, praktickému výpočtu atd. Ve třetí části je potom zjednodušený model navrženého čerpadla podroben CFD analýze.

# 1 HYDROGENERÁTORY

Hydrogenerátory jsou hydraulické prvky určené pro přenos energie z hnacího motoru na kapalinu. Mechanická energie na vstupu do hydrogenerátoru se transformuje většinou do tlakové energie [2].

Aby nenastala porucha hydraulického systému vlivem nepříjemně vysokého tlaku, umísťuje se zpravidla těsně za hydrogenerátor (nebo přímo do bloku hydrogenerátoru) pojistný ventil, díky kterému dojde k omezení maximálního tlaku na přípustnou hodnotu [2].

Průtok hydrogenerátoru je nerovnoměrný a je závislý na pracovním objemu a pohybové frekvenci. Nerovnoměrnost se dá snížit zvýšením počtu činných prvků [2].

Účinnost hydrogenerátorů je relativně vysoká a to díky přímé přeměně mechanické energie na energii tlakovou [2].

## 1.1 Rozdělení hydrogenerátorů

Podle prvků, kterými vytvářejí geometrický objem, rozlišujeme hydrogenerátory [1]:

- zubové,
- lamelové,
- šroubové,
- pístové,
- speciální.

## 1.2 Použití hydrogenerátorů

O vhodnosti použití hydrogenerátorů rozhodují jejich vlastnosti. Kromě základních technických parametrů, jakými jsou maximální pracovní tlak, účinnost, regulační schopnost a reverzace, stejnoměrnost dodávaného množství, je důležitá i velikost, hmotnost, hlučnost, cena apod. [5].

Maximální pracovní tlak závisí na konstrukci a na způsobu utěsnění pracovních prvků hydrogenerátoru (zubů, pístů, lopatek). U konstrukcí, kde tlak oleje působí na velké plochy a není vyvážen (zubové a lamelové hydrogenerátory nevyváženého typu), se maximální hodnota pracovního tlaku pohybuje v rozmezí 2,5 až 3 MPa. U vyvážených konstrukcí může být pracovní tlak 7 až 10 MPa, nárazově až 15 MPa. Zubové a lamelové hydrogenerátory se v hydraulických obvodech používají nejčastěji pro tlaky do 5 MPa, pístové pak pro střední až nejvyšší tlaky [5].

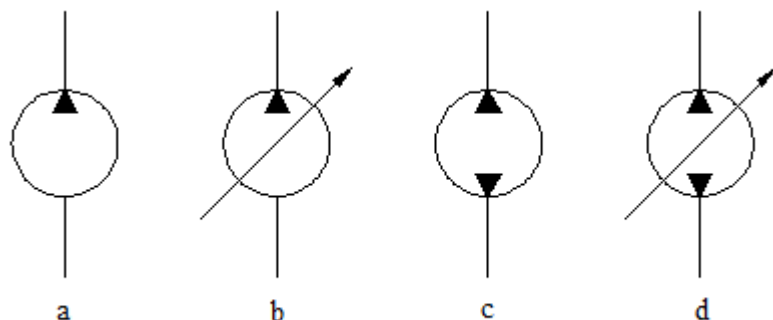
Nejvyšších účinností dosahují hydrogenerátory pístové, nejnižších zubové běžných konstrukcí. Vysoké účinnosti jsou důležité z hlediska malých ztrát na výkonu [5].

Hydrogenerátory s regulační schopností jsou lamelové a pístové, u zubových se dosahuje regulace dodávaného množství škrcením [5].

Stejnoměrnost dodávaného množství závisí přímo na počtu pracovních prvků čerpadla, to znamená, že větší rovnoměrnosti dosáhneme zvýšením počtu lamel, pístů, zubů při jinak stejných rozměrech [5].

### 1.3 Základní vztahy

Schematické značky hydrogenerátorů zobrazuje obr. 1.



Obr. 1 Schematické značky hydrogenerátorů [2]:

a – jednosměrný neregulační, b – jednosměrný regulační, c – dvousměrný neregulační,  
d – dvousměrný regulační.

Základním parametrem každého hydrogenerátoru je objem jeho pracovního prostoru, tzv. geometrický objem  $V_g$ . Zde probíhá přestup energie vztažený na jednu otáčku [3].

Pro hydrogenerátory platí tyto základní vztahy [3]:

Teoretický průtok

$$Q_t = V_g \cdot n, \quad (1)$$

otáčky

$$n = \frac{Q_t}{V_g}, \quad (2)$$

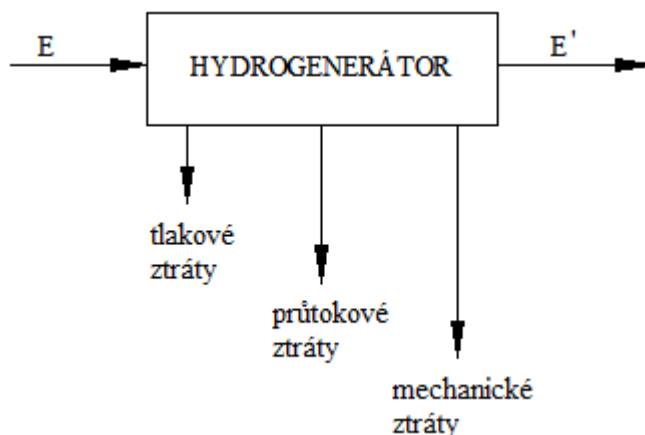
moment (kde  $p$  je tlak)

$$M = \frac{p \cdot V_g}{2 \cdot \pi}, \quad (3)$$

výkon

$$P = V_g \cdot n \cdot p = Q_t \cdot p. \quad (4)$$

Při provozu se ve skutečných hydrogenerátorech část tlakové a mechanické energie přeměňuje v energii tepelnou (tzv. disipace, rozptyl energie). Toto znázorňuje schéma na obr. 2 [4].



Obr. 2 Schéma přenosu energie v hydrogenerátorech [4].

Celková účinnost hydrogenerátoru  $\eta_c$  je součinem průtokové účinnosti a mechanicko-tlakové účinnosti [4]:

$$\eta_c = \eta_Q \cdot \eta_{m,p} , \quad (5)$$

kde:

$\eta_Q$  je průtoková účinnost hydrogenerátoru definována vztahem

$$\eta_Q = \frac{Q}{Q_t} = \frac{Q}{V_g \cdot n} , \quad (6)$$

přičemž  $Q$  je skutečný průtok na výstupu stanovený měřením a  $Q_t$  je teoretický průtok.

$\eta_{m,p}$  je mechanicko-tlaková účinnost, která se stanovuje na základě měření točivého momentu a tlakového spádu hydrogenerátoru v ustáleném stavu:

$$\eta_{m,p} = \frac{\Delta p}{\Delta p_t} = \frac{\Delta p}{\frac{2 \cdot \pi \cdot M}{V_g}} . \quad (7)$$

Celková účinnost je potom definována [4]:

$$\eta_c = \frac{P_2}{P_1} , \quad (8)$$

kde  $P_1$  je příkon hydrogenerátoru (mechanický výkon na vstupu):

$$P_1 = P_m = M \cdot 2 \cdot \pi \cdot n = M \cdot \omega , \quad (9)$$

$P_2$  je výkon na výstupu hydrogenerátoru (hydraulický výkon):

$$P_2 = P_h = Q \cdot \Delta p . \quad (10)$$

Ze vztahů pro účinnosti lze odvodit tyto důležité vztahy [4]:

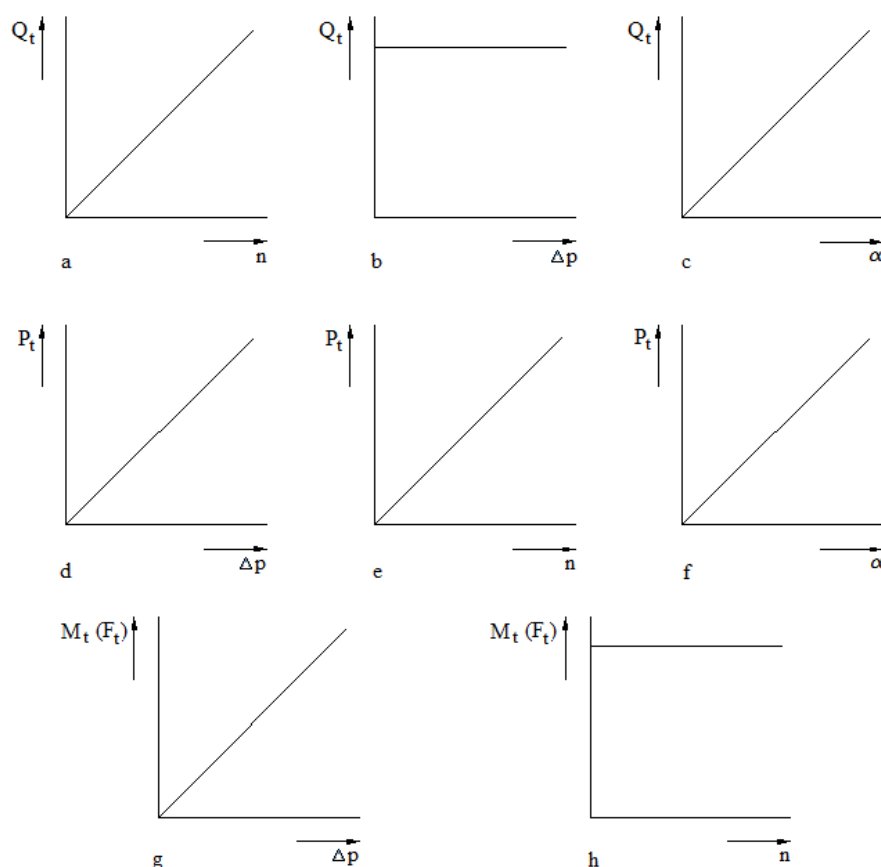
$$Q = V_g \cdot n \cdot \eta_Q , \quad (11)$$

$$\Delta p = \frac{2 \cdot \pi \cdot M}{V_g} \cdot \eta_{m,p} , \quad (12)$$

$$P_h = P_m \cdot \eta_c . \quad (13)$$

#### 1.4 Teoretické charakteristiky hydrogenerátorů

Charakteristiky hydrostatických převodníků (hydrogenerátorů) zobrazují vzájemné závislosti jejich parametrů. Teoretické závislosti se vyobrazují bez uvažování odporů proti přenosu energie (viz obr. 3). Z uvedených charakteristik je zřejmé, že s rostoucími otáčkami vzrůstá průtok, resp. výkon (obr. 3a, resp. obr. 3e), zatímco krouticí moment (síla) zůstává konstantní (obr. 3h). Při zvyšování tlaku roste krouticí moment (síla), resp. výkon (obr. 3g, resp. obr. 3d), kdežto průtok zůstává konstantní (obr. 3b). Zvětšuje-li se regulační výchylka  $\alpha$ , pak se zvětšuje i průtok, resp. výkon (obr. 3c, resp. obr. 3f).



Obr. 3 Teoretické charakteristiky hydrogenerátorů [2]:

a – závislost teoretického průtoku na otáčkách, b – závislost teoretického průtoku na tlaku, c – závislost teoretického průtoku na regulační výchylce, d – závislost teoretického výkonu na tlaku, e – závislost teoretického výkonu na otáčkách, f – závislost teoretického výkonu na regulační výchylce, g – závislost teoretického krouticího momentu (síly) na tlaku, h – závislost teoretického krouticího momentu (síly) na otáčkách.

Přičemž regulační výchylka je dána vztahem [3]:

$$\alpha = \frac{V_g}{V_{g,\max}}, \quad (14)$$

kde  $V_g$  je okamžitý geometrický objem a  $V_{g,\max}$  je maximální geometrický objem.



## 2 LAMELOVÝ HYDROGENERÁTOR

Princip činnosti je založen na vytváření proměnných pracovních prostorů mezi rotorem a statorem s využitím lamel jako pracovních prvků [3]. Výhodami těchto hydrogenerátorů jsou možnost regulace dodávaného množství (u nevyvážené konstrukce), nepatrná pulzace, relativně nízká hlučnost a menší rozměry na jednotku dodávaného množství ve srovnání s jinými typy hydrogenerátorů. Nevýhodou je poněkud menší objemová a celková účinnost [5].

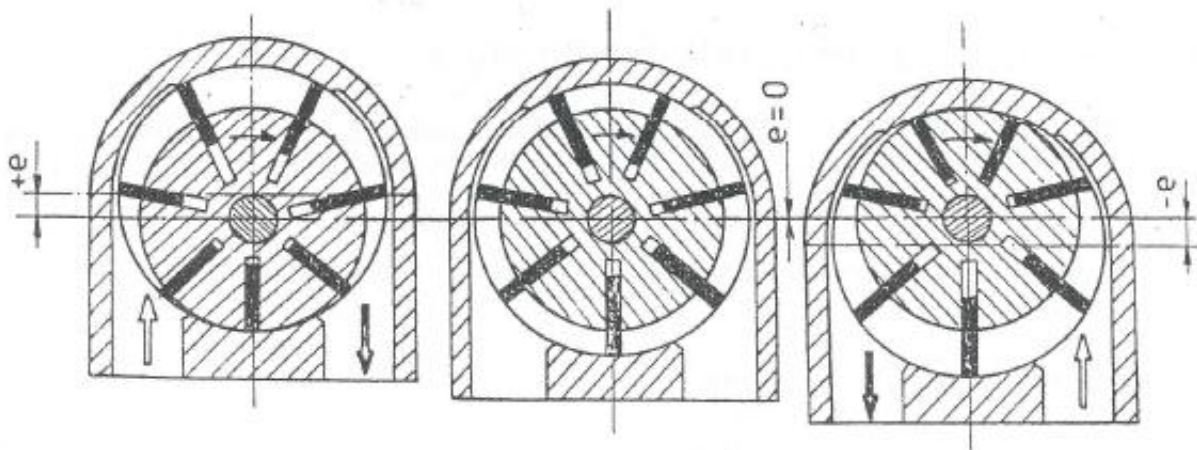
Rozlišujeme lamelové hydrogenerátory [1]:

- s lamelami vedenými v rotoru,
- s lamelami vedenými ve statoru.

### 2.1 Lamelový hydrogenerátor s lamelami vedenými v rotoru

Lamely umístěné v rotoru jsou ploché, radiálně pohyblivé a jsou jak pracovním, tak těsnícím prvkem. Souose uložené lamely v rotoru kloužou po vnitřní dráze statoru, která je buď kruhová, anebo křivková. Hydrogenerátory s kruhovou dráhou mají osu rotoru excentricky uloženou vůči ose statoru [6]. U obou typů (s kruhovou i křivkovou dráhou statoru) jsou lamely unášeny otáčejícím se rotorem a převádějí kapalinu ze sání, kde díky neustálému zvětšování prostorů mezi lamelami dochází ke vzniku podtlaku a tím k nasávání kapaliny, do výtlačného prostoru. Objemová účinnost závisí na těsnosti lamel v pracovním prostoru [5].

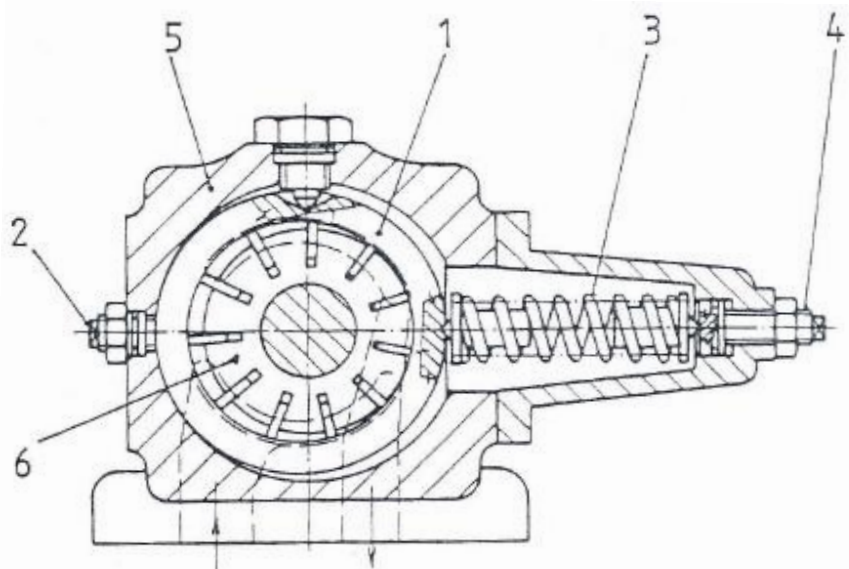
#### 2.1.1 Lamelový hydrogenerátor s nevyváženým rotorem



Obr. 4 Princip činnosti lamelového hydrogenerátoru s nevyváženým rotorem [3].

Excentrické uložení rotoru s lamelami umožňuje změnu excentricity z hodnoty  $+e$  na hodnotu  $-e$  a tím jak plynulou regulaci dodávaného množství, tak i reverzaci toku kapaliny při stále stejném smyslu otáčení (viz obr. 4). Při nulové hodnotě excentricity hydrogenerátor nedodává kapalinu [5].

Změnu excentricity zajišťuje konstrukční řešení se statorovým kroužkem, kde polohu statorového kroužku 1 lze měnit stavěcím šroubem 2 proti pružině 3 (obr. 5) [4]. Tyto hydrogenerátory se běžně používají pro maximální tlaky 10 až 16 MPa, velikosti geometrických objemů jsou  $(10 \text{ až } 150) \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$ . Nevýhodou tohoto typu je značná síla působící na rotor, která vzniká od tlaku na výstupu a musí být zachycována v ložiskách [1].



Obr. 5 Lamelový hydrogenerátor s regulací na konstantní tlak [4]:

1 – statorový kroužek, 2 – stavěcí šroub k omezení geometrického objemu, 3 – pružina, 4 – šroub k nastavení síly pružiny, 5 – těleso, 6 – rotor.

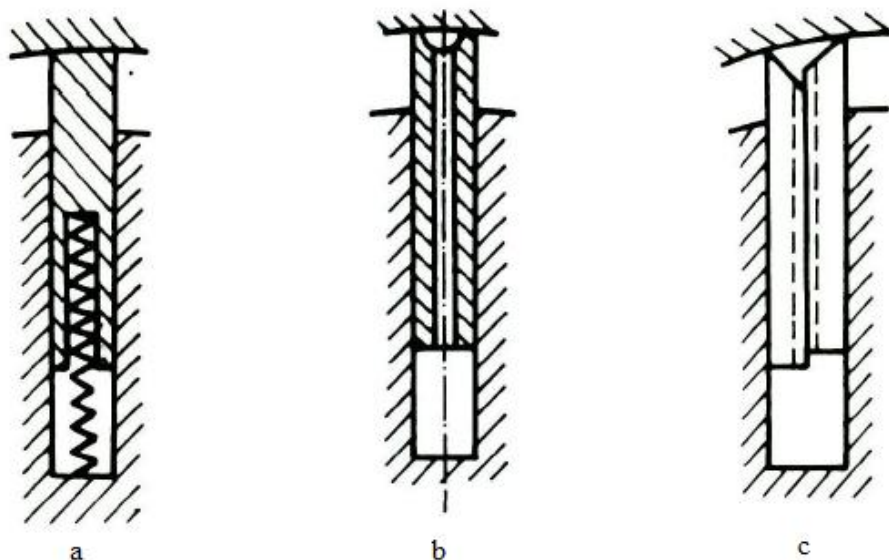
Teoretický geometrický objem je dán přibližným vztahem [4]:

$$V_g = 2 \cdot b \cdot e \cdot (\pi \cdot D - s \cdot z), \quad (15)$$

kde  $b$  je šířka lamel,  $e$  velikost excentricity,  $D$  průměr otvoru ve statoru,  $s$  tloušťka lamely,  $z$  počet lamel.

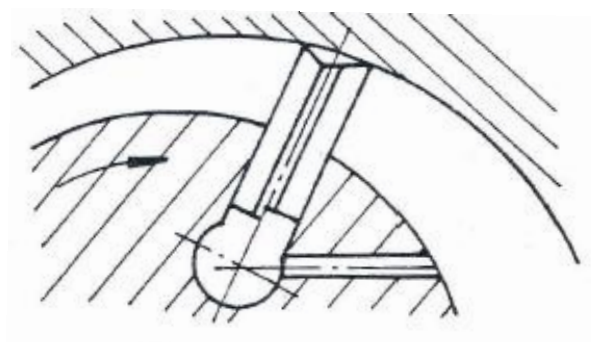
Vzdálenost mezi sací a výtlačnou drážkou musí být větší než vzdálenost mezi lamelami, aby nedošlo k propojení vstupního a výstupního prostoru [4].

Důležitou vlastností lamel je těsnost, která lze ovlivnit přitlakem lamel ke stěně statoru. U rychloběžných hydrogenerátorů je toto zajišťováno odstředivými účinky. Čelní plochy lamel bývají v tomto případě zaobleny, ovšem těsnost nebývá příliš veliká. Častěji se těsnost lamel zajišťuje pomocí pružin (obr. 6a). Toto konstrukční řešení se používá u hydrogenerátorů s menšími zdvihy lamel. V hydrogenerátorech, u kterých se požaduje velká těsnost, lze lamely přitlačovat pomocí tlakové kapaliny, která se pod tyto lamely přivede. Lamely jsou v tomto případě přitlačovány zbytečně velkou silou a může docházet k nadměrnému opotřebovávání statoru i lamel. Proto se používají speciální konstrukce lamel, kdy se tlaková kapalina přivádí i do komory mezi čelem lamely a stěnou statoru kanálkem v lamele (obr. 6b). V drážce rotoru mohou být místo jedné lamely dvě, které mají mezi sebou vytvořený kanálek pro rozvod tlakové kapaliny. Zešíkmení čel těchto lamel pak tvoří komůrku pro tlakovou kapalinu (obr. 6c) [17].



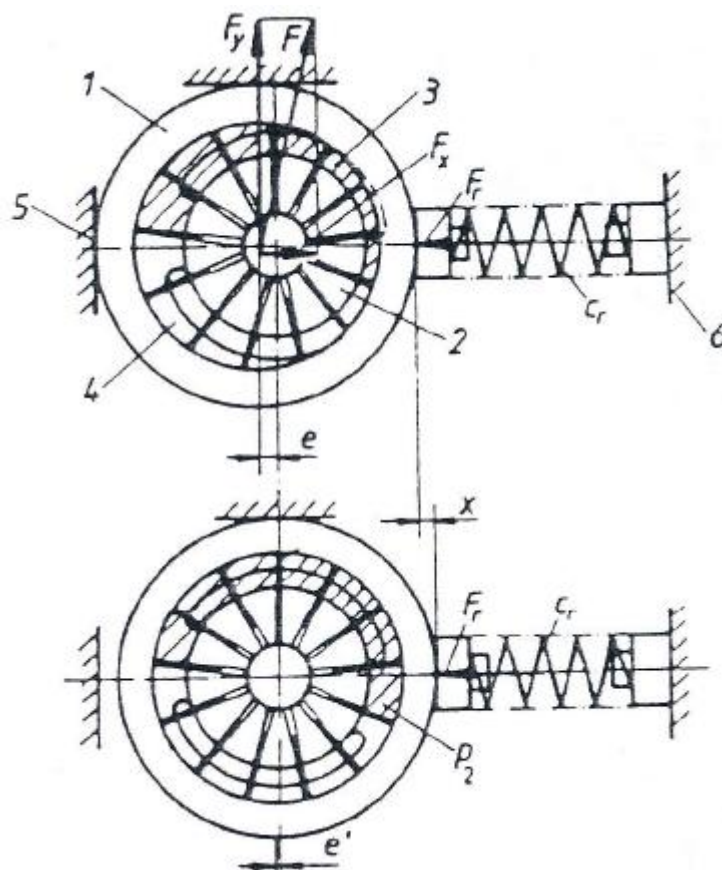
Obr. 6 Konstrukce lamel [17].

Způsob přivedení tlakové kapaliny do kanálku v lamele ukazuje obr. 7.



Obr. 7 Přívod tlakové kapaliny [4].

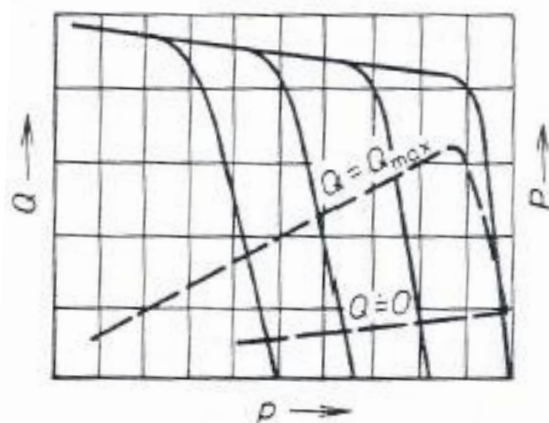
Obr. 8 znázorňuje síly od tlaku kapaliny působící na statorový kroužek. Složka  $F_y$  je zachycována šroubem 4 (viz obr. 5), složka  $F_x$  pružinou, která působí silou  $F_r$ . Dojde-li k překročení jisté hodnoty tlaku, bude  $F_x > F_r$  a statorový kroužek se posune ve směru menší excentricity a to povede ke snižování průtoku tak dlouho, až dojde k obnovení rovnováhy  $F_x = F_r$ . Taková regulace se nazývá regulace na konstantní tlak.



Obr. 8 Síly působící na statorový kroužek [4]:

1 – statorový kroužek, 2 – rotor, 3 – tlakový prostor, 4 – sací prostor, 5 – omezení geometrického objemu, 6 – omezení tlaku.

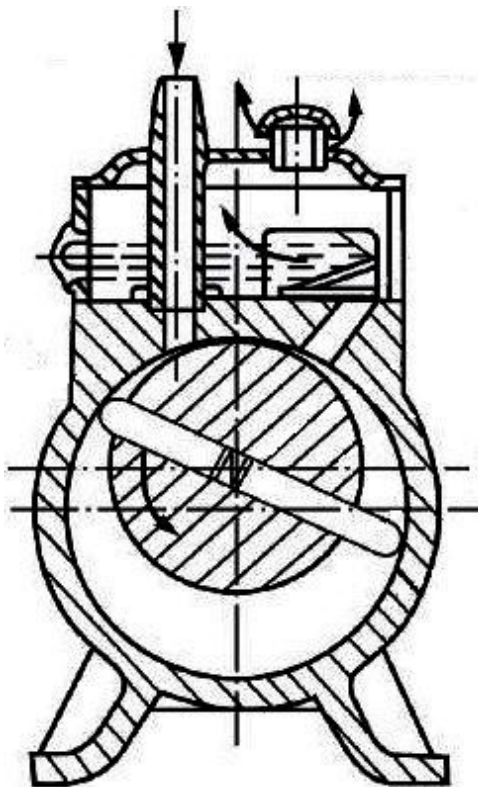
Q-p charakteristika takového hydrogenerátoru je uvedena na obr. 9. Čárkovaná křivka udává průběh výkonu [4].



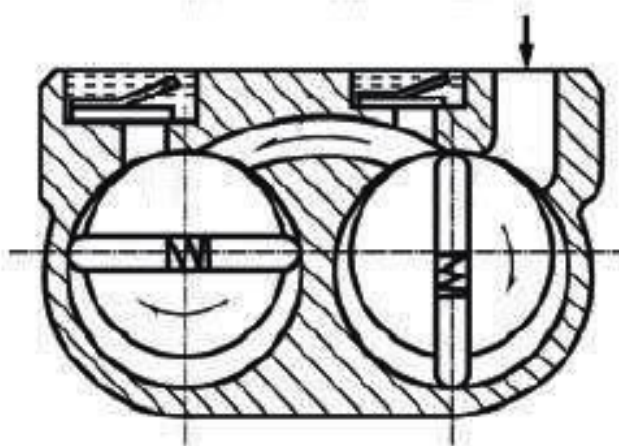
Obr. 9 Charakteristika lamelového hydrogenerátoru s regulací na konstantní tlak [4].

Kromě výše uvedené, nejvíce rozšířené, konstrukce lamelového hydrogenerátoru s nevyváženým rotorem se pro speciální účely používají i další varianty.

Jednou z nich je například lamelový hydrogenerátor s jednou lamelou (viz obr. 10). Lamela zde prochází radiální drážkou skrze celý rotor. Tyto hydrogenerátory se používají jako neregulační o malých rozměrech s maximálními otáčkami do  $8000 \text{ min}^{-1}$  a maximálními tlaky do 14 MPa [6]. Tento hydrogenerátor lze použít i jako vícestupňový (obr. 11).



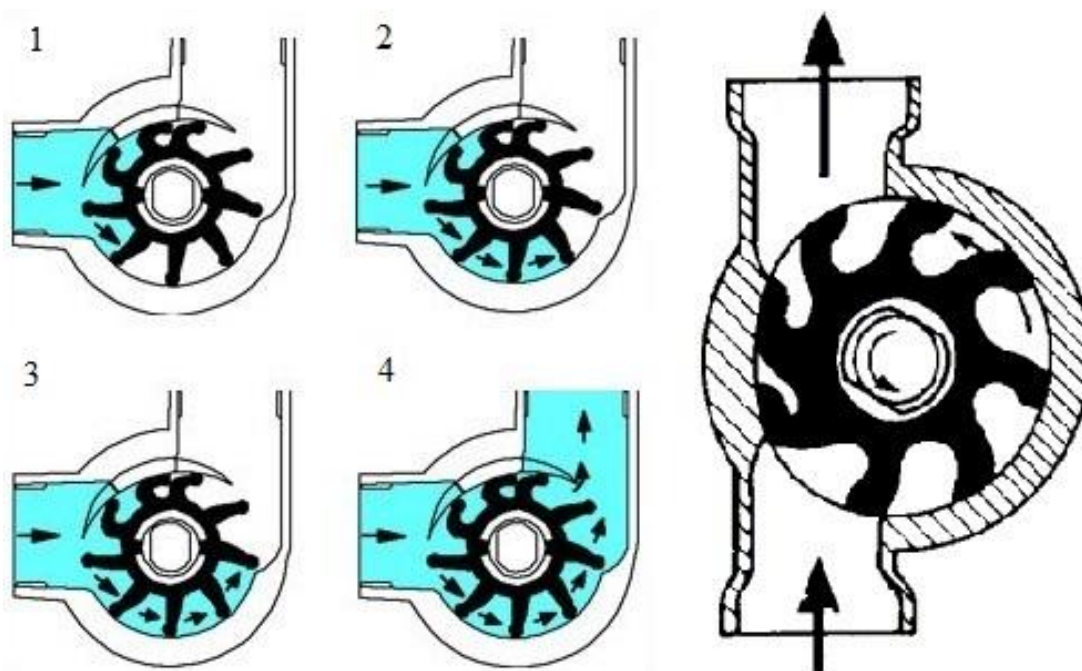
Obr. 10 Schéma lamelového hydrogenerátoru s jednou lamelou [12].



Obr. 11 Schéma dvoustupňového lamelového hydrogenerátoru s jednou lamelou [12].

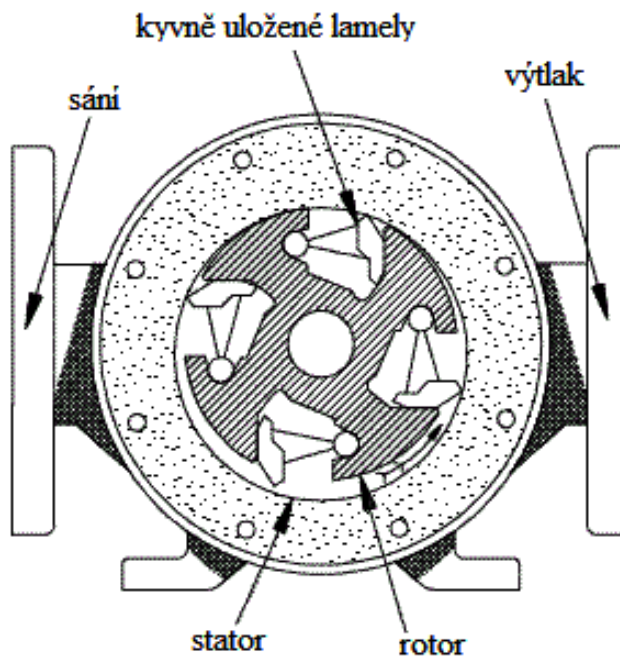


Další možnou variantou je lamelový hydrogenerátor s elastickými lamelami (viz obr. 12). Rotor zde s lamelami tvoří jeden celek. Při největší vzdálenosti mezi stěnou statoru a středem rotoru jsou lamely zcela napřímény. Na druhé straně jsou lamely ohnuty a kopírují tvar statoru [13]. Kvůli zajištění správného fungování jsou lamely vyrobeny z pryže se zvýšenou pružností v místě vetknutí do rotoru. Používají se převážně v chemickém a potravinářském průmyslu a to do 0,5 MPa a  $50 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ . Jejich výhodou je samonasávací schopnost, prostorová nenáročnost a nízká cena [6].



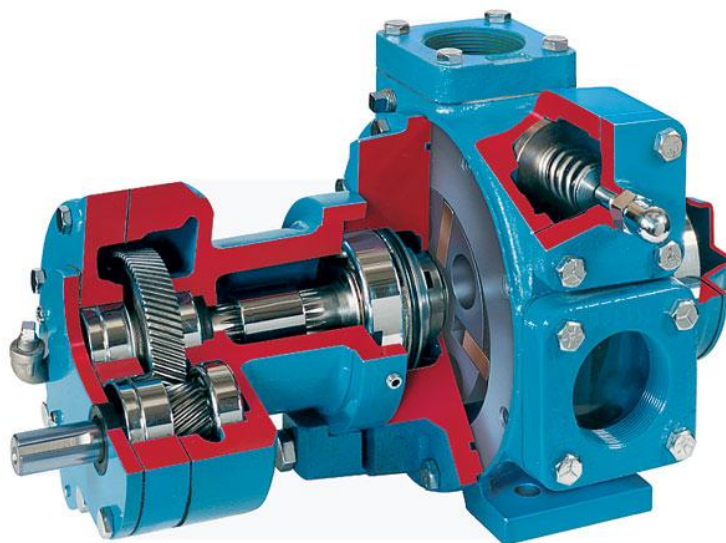
Obr. 12 Schéma funkce hydrogenerátoru s elastickými lamelami [13].

Možnou variantou je také provedení s kyvnými lamelami (obr. 13). Tato se ovšem příliš nepoužívá, jednak kvůli náročnosti výroby a jednak kvůli tomu, že oproti výše uvedeným konstrukčním řešením nepřináší nikterak velké výhody. Jednou z nich je však minimalizování dotyku mezi lamelou a stěnou a tím i velmi tichý chod. Další výhodou je, že takto uspořádané lamely mají vyšší mechanickou odolnost. Tento hydrogenerátor je tedy vhodnější pro kapaliny s větší hustotou, které při pracovním cyklu kladou větší odpor a tlak na stěnu statoru a lamel. Tato varianta je však rozměrově větší [13].



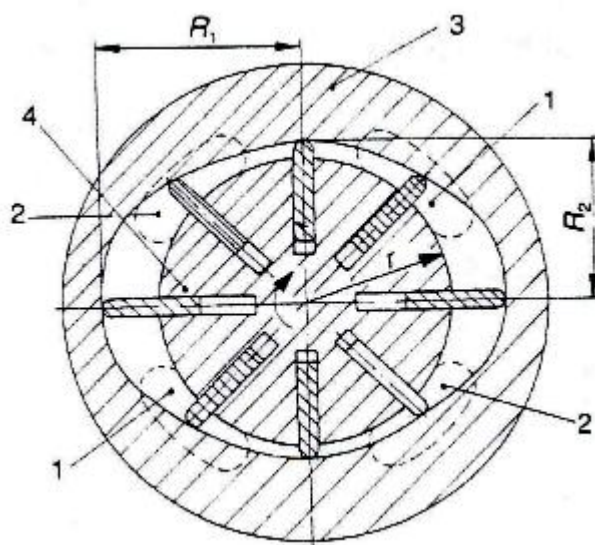
Obr. 13 Schéma lamelového hydrogenerátoru s kyvnými lamelami [13].

Reálnou konstrukci lamelového hydrogenerátoru s nevyváženým rotorem ukazuje obr. 14.



Obr. 14 Reálná konstrukce lamelového hydrogenerátoru s nevyváženým rotorem [14].

### 2.1.2 Lamelový hydrogenerátor s vyváženým rotorem



Obr. 15 Schéma lamelového hydrogenerátoru s vyváženým rotorem [4]:

1 – sací prostor, 2 – tlakový prostor, 3 – statorový kroužek, 4 – rotor.

Rotor s lamelami se otáčí ve statoru s vybráním oválného tvaru, které tvoří dva pracovní prostory uspořádané souměrně proti sobě (viz obr. 15). V průběhu jedné otáčky dochází dvakrát k nasátí a dvakrát k výtlaku kapaliny. Díky této konstrukci jsou hydrostatické síly působící na rotor vyváženy a zatížení ložisek je podstatně nižší než u hydrogenerátorů s nevyváženým rotorem, proto mohou pracovat při vyšších tlacích (10 až 20 MPa). Tyto hydrogenerátory neumožňují změnu geometrického objemu, který se pohybuje v rozmezí  $(2,5 \text{ až } 450) \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$  [1].

Teoretický geometrický objem se vypočte [4]:

$$V_g = 2 \cdot b \cdot [\pi \cdot (R_1^2 - R_2^2) - s \cdot z \cdot (R_1 - R_2)], \quad (16)$$

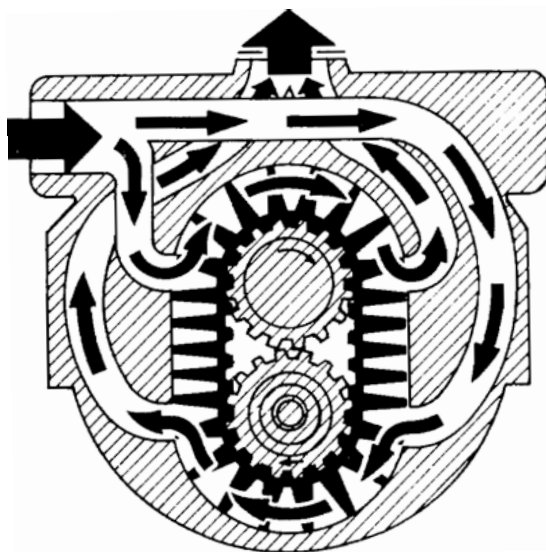
kde  $b$  je šířka lamel,  $R_1$  největší poloměr křivkové dráhy,  $R_2$  nejmenší poloměr křivkové dráhy,  $s$  tloušťka lamely,  $z$  počet lamel.

Opotřebení v úložné ploše lamely je závislé na jejich zatížení a na zrychlení kmitavého pohybu lamel. Křivková dráha statoru se proto sestavuje z kruhových oblouků se sinusovými přechody [6].

Možnou variantou hydrogenerátoru s vyváženým rotorem je hydrogenerátor s ozubeným řemenem (obr. 16). Tento hydrogenerátor je specifický kombinací rotačního a posuvného pohybu. Hlavním pracovním prvkem je zde pryžový řemen, který se pohybuje pomocí dvou hřídelů. Princip funkce spočívá ve změně velikosti zubové mezery, kdy při natočení řemene okolo jednoho z hřídelů se zubová mezera zvětšuje a při jeho narovnání (posuvném pohybu) se zubová mezera zase zmenšuje. Tím dochází k nasávání a výtlaku kapaliny. Toto provedení je opatřeno dvěma sacími a dvěma výtlakovými otvory umístěnými vždy na začátku a konci rotačního pohybu. Tato varianta hydrogenerátoru má dobré samonasávací schopnosti, může přepravovat i znečištěnou kapalinu a má hladký nepulsující průtok. Dále umožňuje tzv. běh



naprázdno (bez kapaliny). Pracuje však jen při malých tlacích, malých a středních průtocích a při nízkých teplotách kapaliny (do 100 °C) [16].



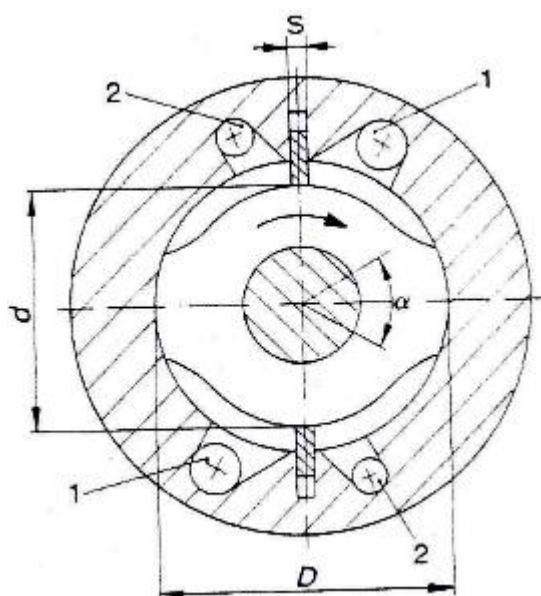
Obr. 16 Schéma hydrogenerátoru s ozubeným řemenem [16].

Reálná konstrukce lamelového hydrogenerátoru s vyváženým rotorem je uvedena na obr. 17.



Obr. 17 Reálná konstrukce lamelového hydrogenerátoru s vyváženým rotorem [15].

## 2.2 Lamelový hydrogenerátor s lamelami vedenými ve statoru



Obr. 18 Schéma lamelového hydrogenerátoru s lamelami vedenými ve statoru [4]:

1 – sací prostor, 2 – tlakový prostor.

V této konstrukci jsou lamely uloženy posuvně ve statoru a vnitřními hranami dosedají na rotor ve tvaru symetrické vačky (viz obr. 18). Pro zlepšení nerovnoměrnosti proudu při malém počtu lamel (většinou dvě) se usazují dva rotory na společný hřídel, kdy jejich vačky jsou přesazeny o  $90^\circ$ . Lamely jsou k rotoru přitlačovány obdobným způsobem jako u hydrogenerátorů s lamelami vedenými v rotoru. Tyto hydrogenerátory jsou vyráběny pro maximální tlak 16 až 21 MPa a geometrický objem  $(5 \text{ až } 250) \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$  [1].

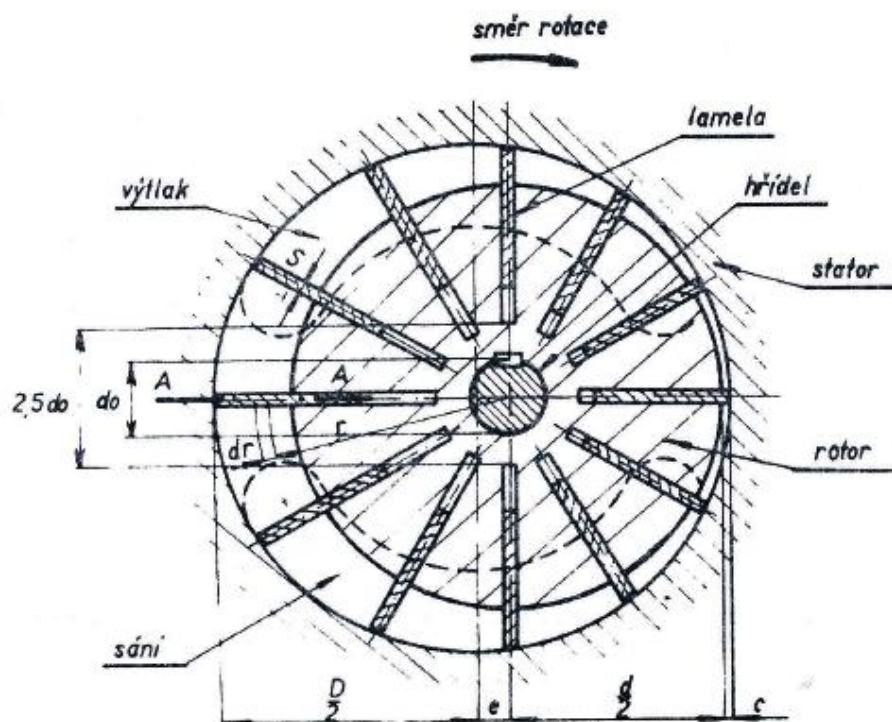
Teoretický geometrický objem se vypočte [4]:

$$V_g = 2 \cdot b \cdot \left[ \pi \cdot \frac{(180 - \alpha)}{180} \cdot \frac{(D^2 - d^2)}{4} - s \cdot \left( \frac{D}{2} - \frac{d}{2} \right) \right], \quad (17)$$

kde  $b$  je šířka lamel,  $D$  průměr statoru,  $d$  nejmenší průměr křivkové dráhy rotoru,  $s$  tloušťka lamely.

Lamelové hydrogenerátory mají obzvláště výhodný poměr geometrického objemu k vlastní hmotnosti a vnějším rozměrům. Konstrukce s vyváženým rotorem má poměr výkonu k vlastní hmotnosti vůbec nejlepší ze všech typů hydrogenerátorů. Největšími výhodami jsou tichý chod, velmi dobrá rovnoměrnost proudu a schopnost pracovat při trvalém zatížení i vysokých otáčkách s vysokou spolehlivostí a životností [1].

### 3 NÁVRH LAMELOVÉHO HYDROGENERÁTORU [7]



Obr. 19 Schéma lamelového hydrogenerátoru s nevyváženou konstrukcí [7]:

$D$  – průměr statoru,  $d$  – průměr rotoru,  $e$  – excentricita,  $c$  – vůle mezi statorem a rotorem,  $s$  – tloušťka lamely.

#### 3.1 Průtok

Pokud neuvažujeme stlačitelnost kapaliny, pak průtok není závislý na předané měrné energii. Pro jeho určení musíme uvažovat následující předpoklady:

- lamely jsou nekonečně tenké,
- na obecném poloměru  $r$  má kapalina rychlost  $v = r \cdot \omega$ .

Potom teoretický průtok elementární plochou  $b \cdot dr$  je:

$$dQ'_{th} = v \cdot b \cdot dr = \omega \cdot b \cdot r \cdot dr. \quad (18)$$

Celkový průtok je potom dán integrálem:

$$Q'_{th} = \omega \cdot b \cdot \int_{\frac{d}{2}+c}^{\frac{D}{2}+e} r \cdot dr = \frac{\omega \cdot b}{2} \cdot [r^2]_{\frac{d}{2}+c}^{\frac{D}{2}+e} = \frac{\omega \cdot b}{2} \cdot \left[ \left( \frac{D}{2} + e \right)^2 - \left( \frac{d}{2} + c \right)^2 \right]. \quad (19)$$

Z geometrie lamelového hydrogenerátoru (viz obr. 19) plyne vztah:

$$\frac{D}{2} + e + \frac{d}{2} + c = D, \quad (20)$$

a tedy

$$\frac{d}{2} + c = \frac{D}{2} - e. \quad (21)$$

Toto dosadíme do rovnice (19):

$$Q'_{th} = \frac{\omega \cdot b}{2} \left[ \left( \frac{D}{2} + e \right)^2 - \left( \frac{D}{2} - e \right)^2 \right] = \omega \cdot b \cdot D \cdot e. \quad (22)$$

Dále se musí vzít v úvahu, že část prostoru zabírají lamely. Při  $n$  otáčkách za sekundu proběhne kontrolním průřezem  $z \cdot n$  lamel. Jejich objem spočteme:

$$\begin{aligned} Q''_{th} &= s \cdot z \cdot n \cdot b \cdot \left[ \left( \frac{D}{2} + e \right) - \left( \frac{d}{2} + c \right) \right] = s \cdot z \cdot n \cdot b \cdot \left( \frac{D}{2} + e - \frac{D}{2} + e \right) = \\ &= 2 \cdot s \cdot z \cdot b \cdot n \cdot e. \end{aligned} \quad (23)$$

Objem lamel  $Q''_{th}$  odečteme od průtoku  $Q'_{th}$  a dostaneme teoretický průtok:

$$\begin{aligned} Q_{th} &= Q'_{th} - Q''_{th} = \omega \cdot b \cdot D \cdot e - 2 \cdot s \cdot z \cdot b \cdot n \cdot e = \\ &= 2 \cdot \pi \cdot n \cdot b \cdot D \cdot e - 2 \cdot s \cdot z \cdot b \cdot n \cdot e = \\ &= 2 \cdot n \cdot e \cdot b \cdot (\pi \cdot D - s \cdot z). \end{aligned} \quad (24)$$

Skutečný průtok  $Q$  vypočteme z teoretického průtoku  $Q_{th}$  pomocí objemové účinnosti:

$$Q = Q_{th} \cdot \eta_V = 2 \cdot n \cdot e \cdot b \cdot (\pi \cdot D - s \cdot z) \cdot \eta_V. \quad (25)$$

Objemová účinnost bývá přes 90 %, celková pak přes 80 %.

Otáčky lamelových hydrogenerátorů bývají poměrně vysoké, většinou v rozmezí 16 až 24 s<sup>-1</sup>.

### 3.2 Tloušťka lamel

Tloušťka lamel  $s$  se řídí pevností daného materiálu. Napětí v ohybu při největším vysunutí lamely se povoluje až 250 MPa.

Označíme-li rozdíl tlaků na výtlačku a na sání  $\Delta p$ , je ohybový moment působící na lamelu roven:

$$M = \frac{\Delta p \cdot b}{2} \cdot (2 \cdot e + c)^2. \quad (26)$$

Modul průřezu v ohybu je:

$$W = \frac{b \cdot s^2}{6}. \quad (27)$$

Potom maximální ohybové napětí v lameli je:

$$\sigma = \frac{M}{W} = 3 \cdot \Delta p \cdot \frac{(2 \cdot e + c)^2}{s^2}. \quad (28)$$

Při zanedbání  $c$  proti  $2 \cdot e$  dostaneme přibližný vztah:

$$\sigma = 3 \cdot \Delta p \cdot \frac{4 \cdot e^2}{s^2} \quad (29)$$

Vůle  $c$  musí být co nejmenší, poněvadž kapalina protékající touto vůlí z výtlaku zpět do sání ztrácí získanou tlakovou energii bez možnosti využití. Větší vůle tudíž vedou ke snížení účinnosti hydrogenerátoru.

### 3.3 Excentricita

Excentricita  $e$  je vzhledem k průměru omezena konstrukcí. Při plném vysunutí musí být lamela ještě dobře vedena v rotoru. V této poloze předpokládáme vetknutou délku lamely rovnu  $2 \cdot e$ . Z toho vyplývá, že drážka pro lamelu musí být delší než  $4 \cdot e$  o rezervu odhadovanou na  $2 \cdot s$ . Je-li průměr hnacího hřídele  $d_0$ , odhadněme vnitřní průměr drážek pro lamely na  $2,5 \cdot d_0$ . Potom musí platit:

$$\frac{D}{2} + e \geq 1,25 \cdot d_0 + 2 \cdot e + c + 4 \cdot e + 2 \cdot s, \quad (30)$$

z toho:

$$e \leq \frac{1}{5} \left[ \frac{D}{2} - (1,25 \cdot d_0 + c + 2 \cdot s) \right]. \quad (31)$$

Vezmeme-li do úvahy, že  $c$  je oproti ostatním veličinám zanedbatelně malé, můžeme odhadnout excentricitu z výrazu:

$$e \leq 0,1 \cdot D - (0,25 \cdot d_0 + 0,4 \cdot s). \quad (32)$$

Souvislost mezi tloušťkou lamely  $s$  a excentricitou  $e$  je dána výrazem:

$$s = 2 \cdot e \cdot \sqrt{3 \cdot \frac{\Delta p}{\sigma}}. \quad (33)$$

Označme:

$$\kappa = \sqrt{3 \cdot \frac{\Delta p}{\sigma}}, \quad (34)$$

potom platí:

$$s = 2 \cdot \kappa \cdot e. \quad (35)$$

### 3.4 Průměr hřídele

Průměr hnacího hřídele  $d_0$  předběžně plyne z dovoleného namáhání v krutu, které se volí 10 až 15 MPa. Výraz, ze kterého  $d_0$  počítáme, je:

$$d_0 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau}}, \quad (36)$$

kde  $M_k$  je krouticí moment:

$$M_k = \frac{P}{\omega} = \frac{\rho \cdot Q \cdot \Delta Y}{2 \cdot \pi \cdot n \cdot \eta}. \quad (37)$$

### 3.5 Postup výpočtu

Při výpočtu postupujeme následovně:

- Určíme průměr  $d_0$  a zaokrouhlíme jej,
- zvolíme šířku kola  $b$ ,
- pro daný tlak  $\Delta p$  a zvolené dovolené namáhání  $\sigma$  určíme součinitel  $\kappa$ ,
- rozměry  $D$ ,  $e$  a  $s$  stanovíme ze systému tří rovnic: (25), (35) a (32), kde uvažujeme znaménko rovnosti. Řešíme-li nejdříve průměr  $D$ , dostaneme:

$$D_{1,2} = \frac{+B \pm \sqrt{B^2 + 4 \cdot A \cdot C}}{2 \cdot A}, \quad (38)$$

kde:

$$A = 0,4 \cdot [4 \cdot \pi + \kappa \cdot (3,2 \cdot \pi - 0,8 \cdot z)], \quad (39)$$

$$B = d_0 \cdot [4 \cdot \pi + \kappa \cdot (3,2 \cdot \pi - 1,6 \cdot z)], \quad (40)$$

$$C = \frac{8 \cdot Q(1 + 0,8 \cdot \kappa)^2}{n \cdot b \cdot \eta_V} + 2 \cdot d_0^2 \cdot z \cdot \kappa. \quad (41)$$

Znaménko před odmocninou se volí tak, aby vyšlo  $D$  kladné. Vypočteme-li  $D$ , pak ze shora jmenovaných rovnic již snadno určíme rozměry  $e$  a  $s$ .

- zkontroluje se z (25) šířka kola  $b$ . V případě, že se od zvolené liší pouze o málo, zaokrouhlí se na vhodnou hodnotu.
- přepočítá se dodávané množství  $Q$  pomocí vypočtených rozměrů.

## 4 PRAKTICKÝ VÝPOČET

Praktická část této práce se ubírá v následujícím sledu:

1. Výpočet hlavních rozměrů lamelového hydrogenerátoru s nevyváženou konstrukcí.
2. Vytvoření geometrie.
3. Výpočet okrajových podmínek pro program GAMBIT.
4. Export geometrie do programu GAMBIT a vytvoření výpočetní sítě.
5. Export do programu Fluent a provedení CFD analýzy.

### 4.1 Výpočet hlavních rozměrů [7]

Úkolem je navrhnout hlavní rozměry lamelového hydrogenerátoru s nevyváženou konstrukcí pro  $Q = 8 \text{ l/s}$ ,  $\Delta Y = 400 \text{ J/kg}$ ,  $\rho = 0,9 \cdot 10^3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ,  $n = 24 \text{ s}^{-1}$ . Přičemž se uvažuje  $\eta_V = 0,92$ ,  $\eta = 0,83$ ,  $\frac{b}{D} \sim 0,25$ ,  $z = 12$ .

Řešení:

Výchozím rozměrem bude průměr hnacího hřídele  $d_0$ . Ten určíme z dovoleného namáhání v krutu  $\tau_{k,D} = 15 \text{ MPa}$ . Pro kruhový průřez platí:

$$\tau = \frac{M_k}{W_k}, \quad (42)$$

kde:

$$W_k = \frac{\pi \cdot d_0^3}{16}. \quad (43)$$

Krouticí moment vypočteme z výkonu a úhlové rychlosti – rovnice (37):

$$M_k = \frac{P}{\omega} = \frac{\rho \cdot Q \cdot \Delta Y}{2 \cdot \pi \cdot n \cdot \eta} = \frac{0,9 \cdot 10^3 \cdot 8 \cdot 10^{-3} \cdot 400}{2 \cdot \pi \cdot 24 \cdot 0,83} \doteq \underline{23 \text{ Nm}}.$$

Potom průměr hnacího hřídele z rovnice (36) je:

$$d_0 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_{k,D}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 23 \text{ 000}}{\pi \cdot 15}} \doteq 19,8 \text{ mm}.$$

Pro další výpočty zvolme  $d_0 = \underline{20 \text{ mm}}$ .

Předběžně zvolme šířku kola  $b = 40 \text{ mm}$ . Tlak  $\Delta p$  uvažujme (pro větší bezpečnost)  $\Delta p = 0,4 \text{ MPa}$ . Dovolené napětí v ohybu zvolme  $\sigma_{o,D} = 50 \text{ MPa}$ . Potom z rovnice (34) je:

$$\kappa = \sqrt{3 \cdot \frac{\Delta p}{\sigma_{o,D}}} = \sqrt{3 \cdot \frac{0,4}{50}} \doteq 0,155.$$

Potřebné konstanty jsou:

$$A = 0,4 \cdot [4 \cdot \pi + 0,155 \cdot (3,2 \cdot \pi - 0,8 \cdot 12)] \doteq 5,0546 ,$$

$$B = 0,02 \cdot [4 \cdot \pi + 0,155 \cdot (3,2 \cdot \pi - 1,6 \cdot 12)] \doteq 0,2229 ,$$

$$C = \frac{8 \cdot 8 \cdot 10^{-3} \cdot (1 + 0,8 \cdot 0,155)^2}{24 \cdot 40 \cdot 10^{-3} \cdot 0,92} + 2 \cdot 0,02^2 \cdot 12 \cdot 0,155 \doteq 0,0930 .$$

Nyní dosadíme do výrazu (38):

$$D = \frac{0,2229 + \sqrt{0,2229^2 + 4 \cdot 5,0546 \cdot 0,0930}}{2 \cdot 5,0546} \doteq 0,15978 \text{ m} \doteq 159,78 \text{ mm} .$$

Zvolme  $D = \underline{160 \text{ mm}}$ .

Excentricita  $e$  je podle (32), (35):

$$e = \frac{0,1 \cdot D - 0,25 \cdot d_0}{0,8 \cdot \kappa + 1} = \frac{0,1 \cdot 160 - 0,25 \cdot 20}{0,8 \cdot 0,155 + 1} \doteq 9,79 \text{ mm} .$$

Zvolme  $e = \underline{9,5 \text{ mm}}$  (při  $e \geq 10 \text{ mm}$  by nevyšla kontrola excentricity).

Tloušťka lamely potom vychází:

$$s = 2 \cdot \kappa \cdot e = 2 \cdot 0,155 \cdot 9,5 \doteq 2,945 \text{ mm} .$$

Zaokrouhleme na  $s = \underline{3 \text{ mm}}$ .

Pomocí získaných hodnot zkontrolujeme podle (25) šířku  $b$ :

$$b = \frac{Q}{2 \cdot n \cdot e \cdot (\pi \cdot D - s \cdot z) \cdot \eta_V} = \frac{8 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 24 \cdot 9,5 \cdot 10^{-3} \cdot (\pi \cdot 0,16 - 0,003 \cdot 12) \cdot 0,92} \doteq \\ \doteq 0,04086 \text{ m} = 40,86 \text{ mm} .$$

Tuto šířku zaokrouhleme na  $b = \underline{41 \text{ mm}}$ . Je vidět, že vypočtený poměr  $\frac{b}{D} = \frac{41}{160} \doteq 0,2563$  je velmi blízký poměru požadovanému.

Vypočtené hodnoty tedy ponechme a zkontrolujeme dodávané množství podle vztahu (25):

$$Q = 2 \cdot n \cdot e \cdot b \cdot (\pi \cdot D - s \cdot z) \cdot \eta_V = 2 \cdot 24 \cdot 9,5 \cdot 41 \cdot (\pi \cdot 160 - 3 \cdot 12) \cdot 0,92 \doteq \\ \doteq 8,026 \cdot 10^6 \text{ mm}^3/\text{s} = \underline{8,026 \text{ l/s}} .$$



Hydrogenerátor tedy dodává požadované množství. Dále zkontrolujeme excentricitu  $e$  podle nerovnosti (32):

$$e \leq 0,1 \cdot D - 0,25 \cdot d_0 - 0,4 \cdot s,$$

$$9,5 \leq 0,1 \cdot 160 - 0,25 \cdot 20 - 0,4 \cdot 3,$$

$$9,5 \leq 9,8.$$

Vypočtená hodnota excentricity vyhovuje.

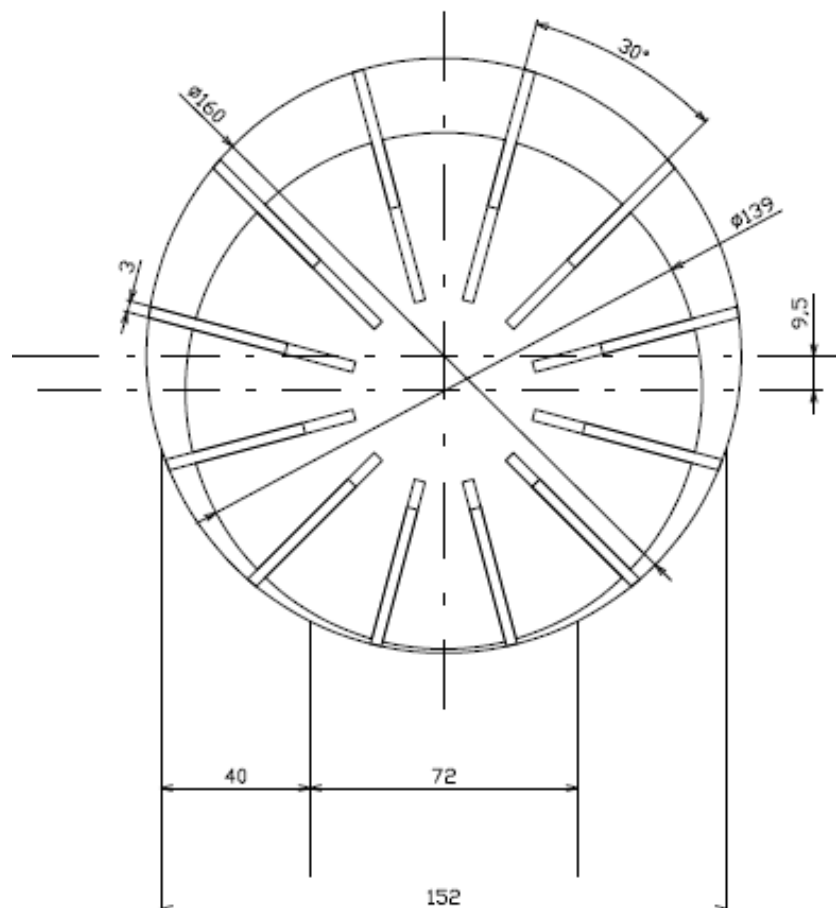
Nakonec spočítáme maximální ohybové napětí v lamele. Zvolme vůli  $c = 1 \text{ mm}$ . Potom dle vztahu (28) je:

$$\sigma_o = 3 \cdot \Delta p \cdot \frac{(2 \cdot e + c)^2}{s^2} = 3 \cdot 0,4 \cdot \frac{(2 \cdot 9,5 + 1)^2}{3^2} \doteq \underline{53,3 \text{ MPa}}$$

Tato hodnota je nižší než  $\sigma_{o,D} = 250 \text{ MPa}$ . Navržené lamely tedy vyhovují.

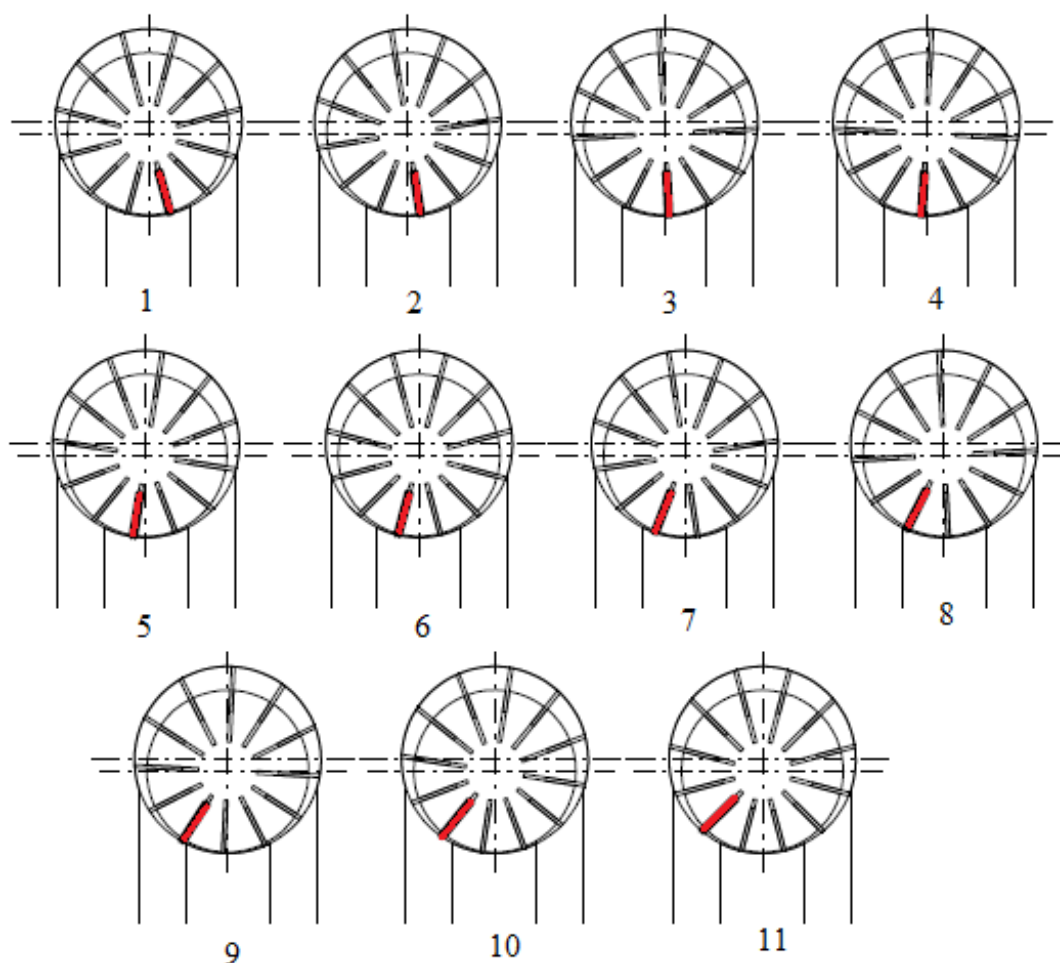
## 4.2 Vytvoření geometrie

Podle vypočtených rozměrů byl nakreslen 2D model lamelového hydrogenerátoru (obr. 20).



Obr. 20 2D model lamelového hydrogenerátoru.

Kvůli vystižení reálného chodu hydrogenerátoru v simulaci byl tento model překreslován desetkrát po šesti stupních ve smyslu otáčení rotoru. Když je úhel mezi sousedními lamelami  $30^\circ$ , tak se každá lamela posunula přes dva pracovní prostory (viz obr. 21).



Obr. 21 Znáznornění chodu lamel.

#### 4.3 Výpočet okrajových podmínek pro program GAMBIT

Do programu GAMBIT bylo potřeba vypočítat okrajovou podmínku ve formě obvodových rychlostí na sacích i tlačných stěnách lamel. Na sací stěně lamely vstupují rychlosti do plochy lamely, na tlačné stěně pak vystupují tyto rychlosti z plochy lamely ven. Touto okrajovou podmínkou bylo vytvořeno potřebné rychlostní pole (viz příloha 1), které simulovalo reálný chod lamel.

## 5 ÚVOD DO CFD ANALÝZY

CFD je zkratka z anglického Computational Fluid Dynamics, což je překládáno jako „výpočty v dynamice tekutin“. Je to metoda počítačové simulace procesů v mechanice tekutin a ve sdílení tepla využívající základní transportní a stavové rovnice z mechaniky tekutin [8].

Tato analýza je založena na softwarovém prostředí obsahujícím jednotlivé prostředky, které umožňují preprocessing (vytvoření geometrie a její vysítování), vlastní výpočet (nastavení počátečních podmínek, okrajových podmínek) a postprocessing (vyhodnocení výsledků) [10].

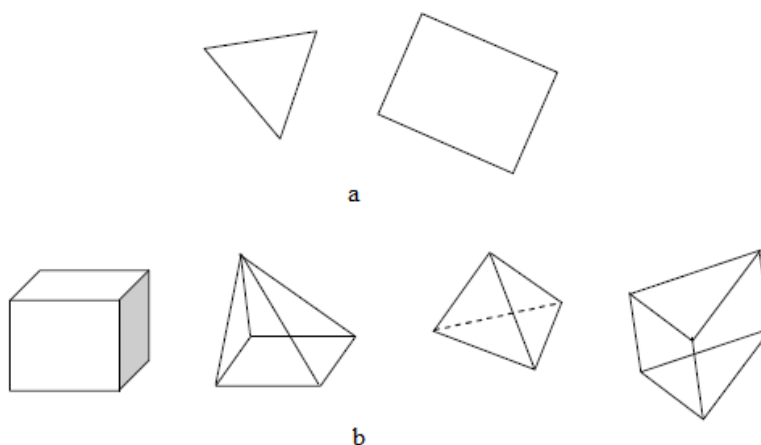
Základní postup při CFD analýze [10]:

- definice cílů,
- stanovení modelované oblasti,
- výběr řešiče,
- vytvoření výpočetní sítě,
- nastavení numerického modelu,
- řešení,
- zkonvergování řešení,
- zhodnocení výsledků,
- využití výsledků analýzy.

### 5.1 Program GAMBIT

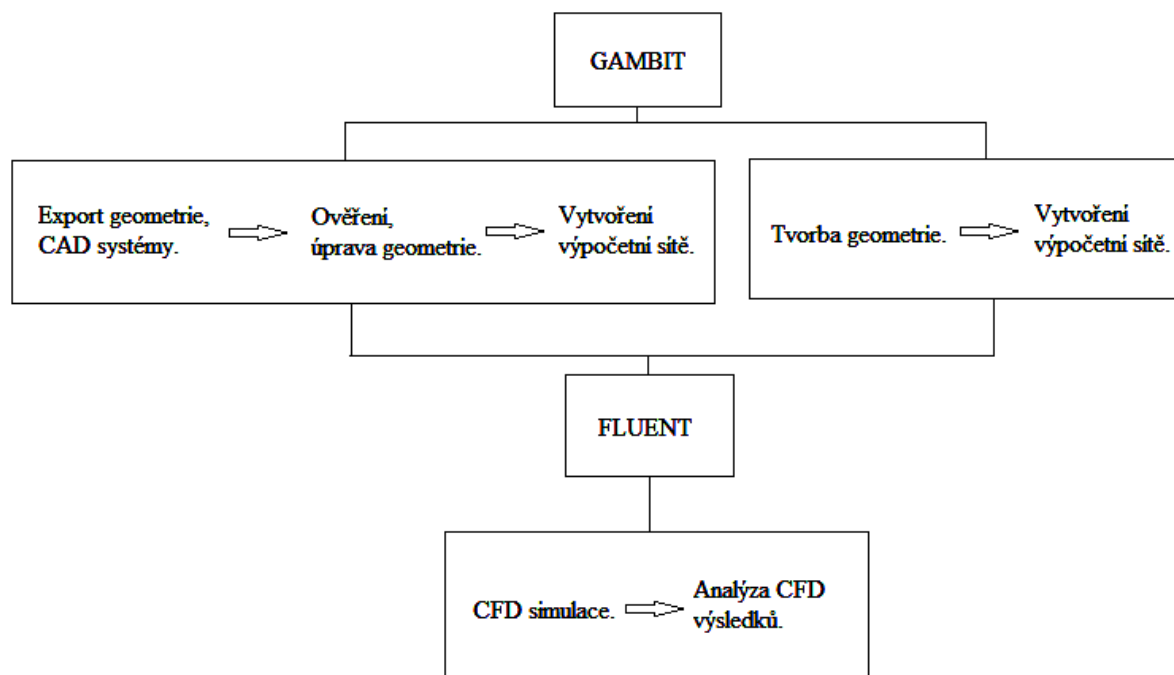
GAMBIT 2.4.6 je objemový modelář a preprocessingový software umožňující definování geometrického modelu a následnou tvorbu diskretizačních sítí. Umožňuje také import geometrie ve vhodných formátech z jiných geometrických modelářů a export diskretizační sítě ve formátech, které jsou používány v řadě processingových programů [8].

Program GAMBIT se používá ke tvorbě geometrie a výpočetní sítě tvořené konečnými objemy. Metoda konečných objemů je postavena na konečných objemech různých tvarů čtyřúhelníků a trojúhelníků ve 2D (viz obr. 22a) anebo obecných šestistěnů a čtyřstěnů ve 3D (viz obr. 22b) [9].



Obr. 22 Základní typy elementů [9]:  
a – ve 2D, b – ve 3D.

Pokročilé nástroje v programu GAMBIT umožňují editovat, vytvářet a odstraňovat jednotlivé prvky při tvorbě dvourozměrné nebo trojrozměrné geometrie. Po vytvoření všeho potřebného pro CFD analýzu následuje exportování do programu Fluent (viz obr. 23) [9].



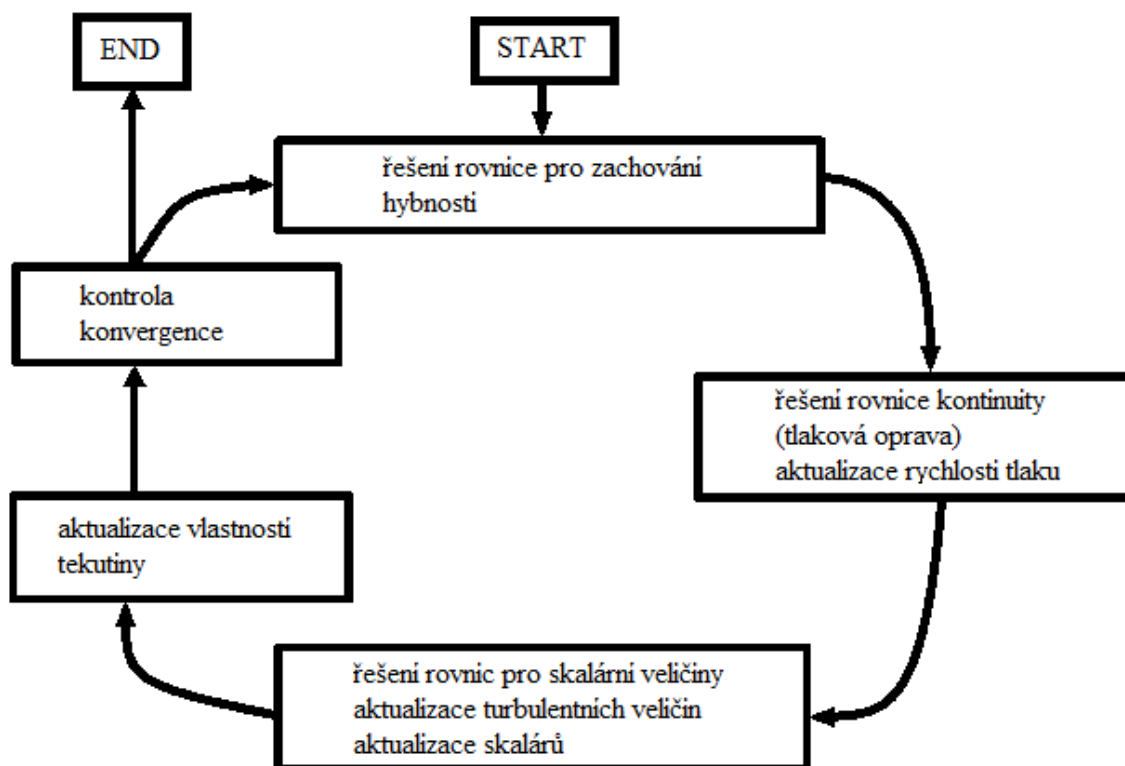
Obr. 23 Postup numerické simulace [9].

## 5.2 Program Fluent

Fluent 14.5.7 je processingový a postprocessingový software pro široké použití v oblasti úloh CFD, které jsou řešeny metodou konečných objemů. Dokáže řešit a vyhodnocovat 2D a 3D simulace, jako například [11]:

- laminární a turbulentní proudění v jednoduchých i složitých geometriích,
- stlačitelné a nestlačitelné proudění,
- stacionární, nestacionární a přechodové proudění,
- přenos tepla, přirozená a smíšená konvekce, radiace,
- přenos chemické příměsi včetně chemických reakcí,
- vícefázové proudění, proudění s volnou hladinou, proudění s pevnými částicemi, bublinami, resp. kapkami,
- hoření a chemické reakce,
- proudění porézním prostředím, atd.

Řešení rovnic v programu Fluent probíhá iteračně, kde každá iterace sestává z kroků zobrazených diagramem v obr. 24.



Obr. 24 Algoritmus řešení programem Fluent [11].

Tyto kroky jsou popsány následovně [11]:

- pohybové rovnice pro neznámé složky rychlosti jsou řešeny s užitím hodnot tlaků tak, aby se aktualizovalo rychlostní pole,
- rychlosti určené v předchozím bodě nemohou splňovat rovnici kontinuity, proto se určují tzv. tlakové korekce a následně korekce i rychlostního pole,
- pomocí nových hodnot rychlostí se řeší rovnice pro turbulentní energii a disipaci,
- řeší se další rovnice pro určení teploty a dalších skalárních veličin,
- aktualizují se fyzikální vlastnosti kapalin (např. viskozita),
- zkontroluje se konvergence.

### 5.3 Výsledky CFD analýzy

Pro základní simulaci byl vytvořen 2D model a to z důvodu jednodušší tvorby geometrie a hlavně menší výpočetní náročnosti.

Samotný výpočet byl řešen jako ustálené (stacionární) proudění. Pro přesnější vystižení proudění byl použit složitější turbulentní model  $k-\varepsilon$  realizable. Samotný model  $k-\varepsilon$  využívá člen turbulentní viskozity, který je počítán pomocí dvou bilancovaných veličin  $k$  a  $\varepsilon$ , kde  $k$  značí turbulentní kinetickou energii a  $\varepsilon$  turbulentní disipaci. Tyto parametry jsou určeny dvěma bilančními rovnicemi [8]. Model  $k-\varepsilon$  realizable zavádí zpřesnění vložení doplňujících rovnic [10]. Dále byla nastavena stěnová funkce non equilibrium wall function (nerovnovážná stěnová funkce), která se používá, je-li proudění u stěny vystaveno účinkům

velkého tlakového gradientu, a nedá-li se předpokládat splnění podmínky lokální rovnováhy. Touto funkcí je možno dosáhnout přesnějších výsledků [11]. Výše uvedené shrnuje obr. 25.

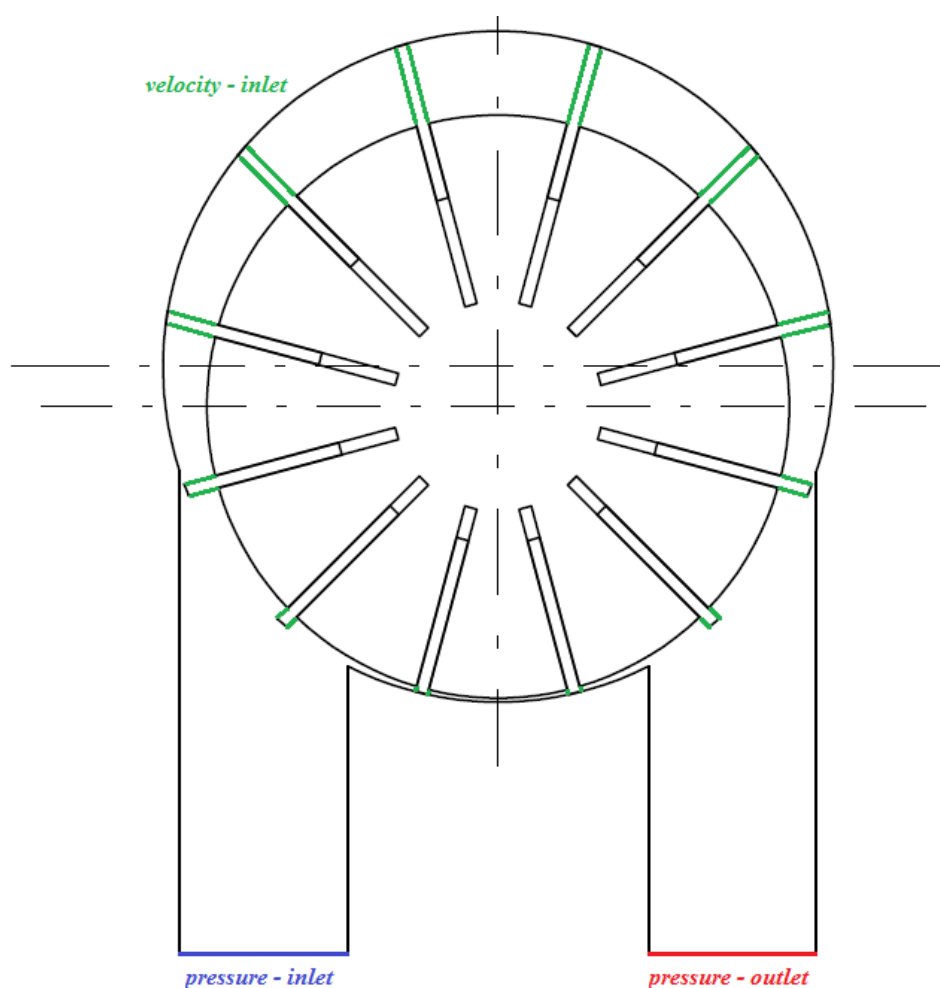
Počet výpočetních buněk	Turbulentní modely	Výpočetní mód	Okrajové podmínky
340 000	realizable k-ε	stacionární	Vstup: pressure inlet
	non equilibrium wall function		Výstup: pressure outlet

Obr. 25 Tabulka použitého nastavení v programu Fluent.

### 5.3.1 Okrajové podmínky

Okrajové podmínky pro program Fluent byly definovány takto (viz obr. 26):

- pohyb kapaliny v modelu byl definován podmínkou *velocity – inlet*, a to jak na sacích hranách lamel, tak na hranách výtlačných (formou obvodových rychlostí),
- sací potrubí je charakterizováno podmínkou *pressure – inlet*, která umožňuje vstup kapaliny do modelu a je nastavena na nulový přetlak (atmosferický tlak),
- odtok kapaliny z modelu je definován podmínkou *pressure – outlet* a je nastaven na hodnotu  $\Delta p = 0,4 \text{ MPa}$  (viz kap. 4.1).



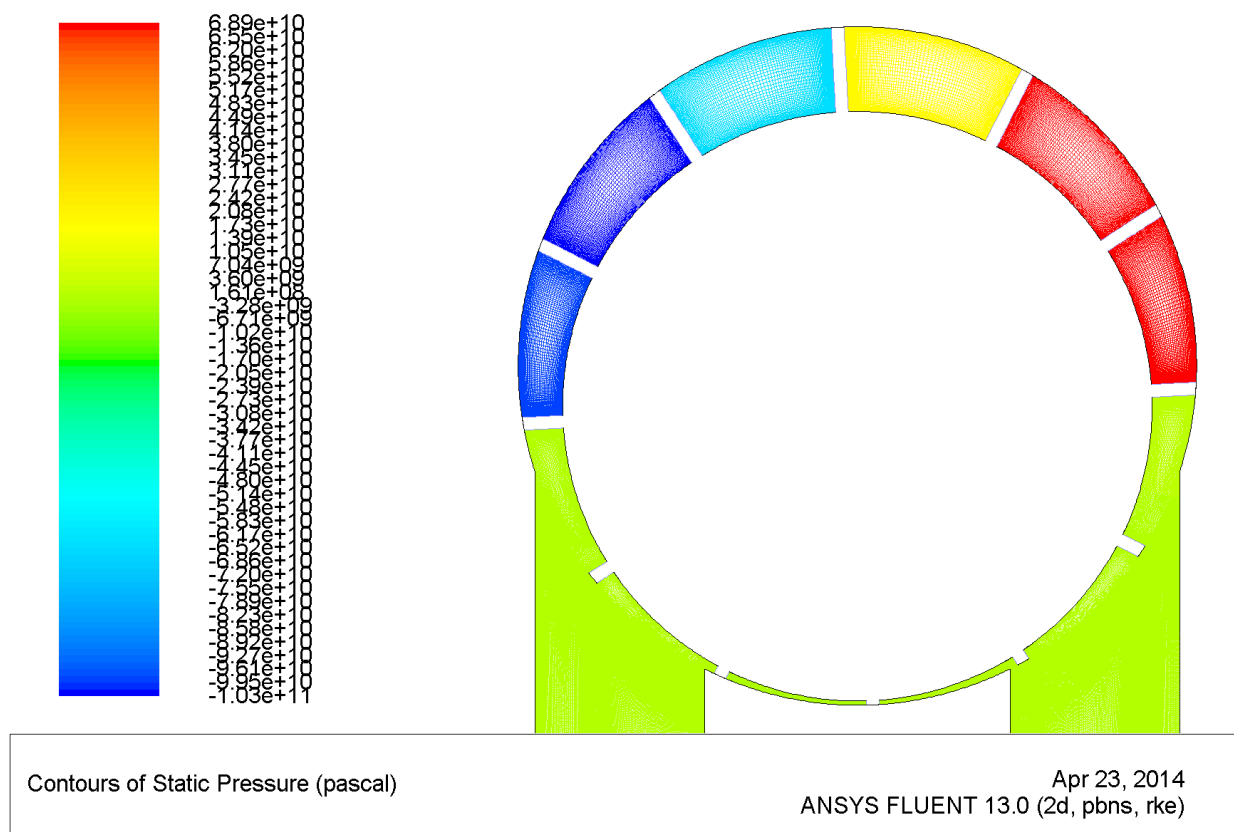
Obr. 26 Vložení okrajových podmínek.

Dále byly definovány okrajové podmínky pro kapalinu:

- hustota  $\rho = 0,9 \cdot 10^3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ,
- dynamická viskozita  $\eta = 0,05 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ .

### 5.3.2 Rozložení tlaků

Tlaková rozložení v jednotlivých pracovních prostorech ukazuje obr. 27.

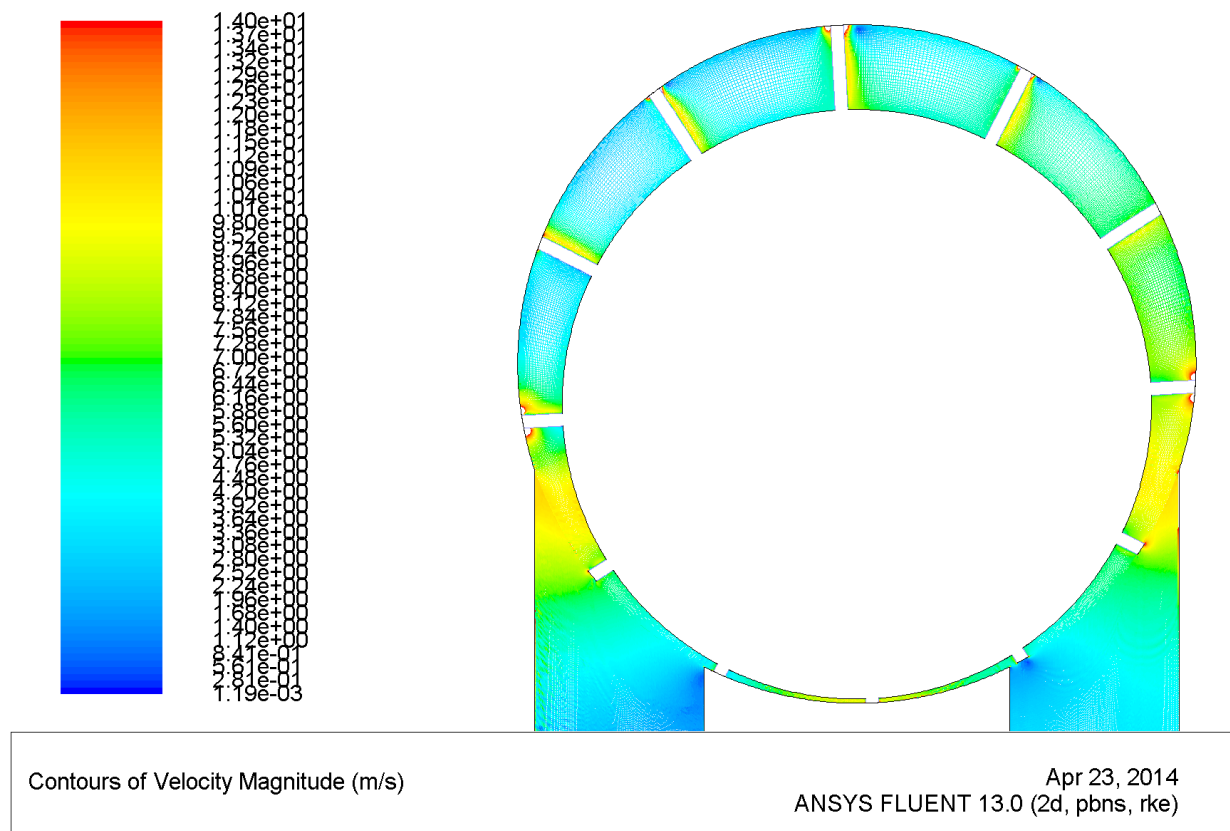


Obr. 27 Rozložení tlaků.

Z obrázku je zřejmé, že v sacích prostorech (v levé polovině stroje) je podtlak, ve výtlačných prostorech (v pravé polovině stroje) potom přetlak. Tento obrázek potvrzuje základní princip a funkci lamelového hydrogenerátoru. Číselné hodnoty tlaků, jež jsou uvedeny v tomto obrázku, neodpovídají realitě. To je způsobeno tím, že program Fluent počítá s kapalinou jako by byla nestlačitelná. Je uvažována pouze numerická stlačitelnost.

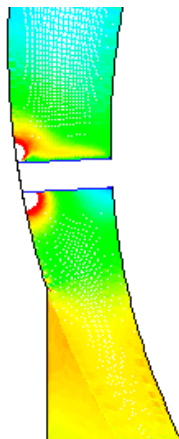
### 5.3.3 Rozložení rychlostí

Rozložení rychlostí v jednotlivých pracovních prostorech je zobrazeno na obr. 28.



Obr. 28 Rozložení rychlostí.

Podle obr. 28 má kapalina téměř po celý pracovní cyklus stejnou rychlost, a to asi  $5 \text{ m/s}$ . K lokálnímu zvýšení (až na dvojnásobek, tzn. asi  $10 \text{ m/s}$ ) rychlosti kapaliny dochází v sacím, výtlačném prostoru hydrogenerátoru a na tlačné straně lamely. Úplného extrému rychlost kapaliny nabývá na hranách lamely, tedy v prostoru mezi statorem a lamelami (obr. 29). To proto, že v těchto místech, vlivem malé vůle (asi  $0,01 \text{ mm}$ ) mezi statorem a jednotlivými lamelami, dochází k přepouštění části kapaliny z jednoho pracovního prostoru do druhého.

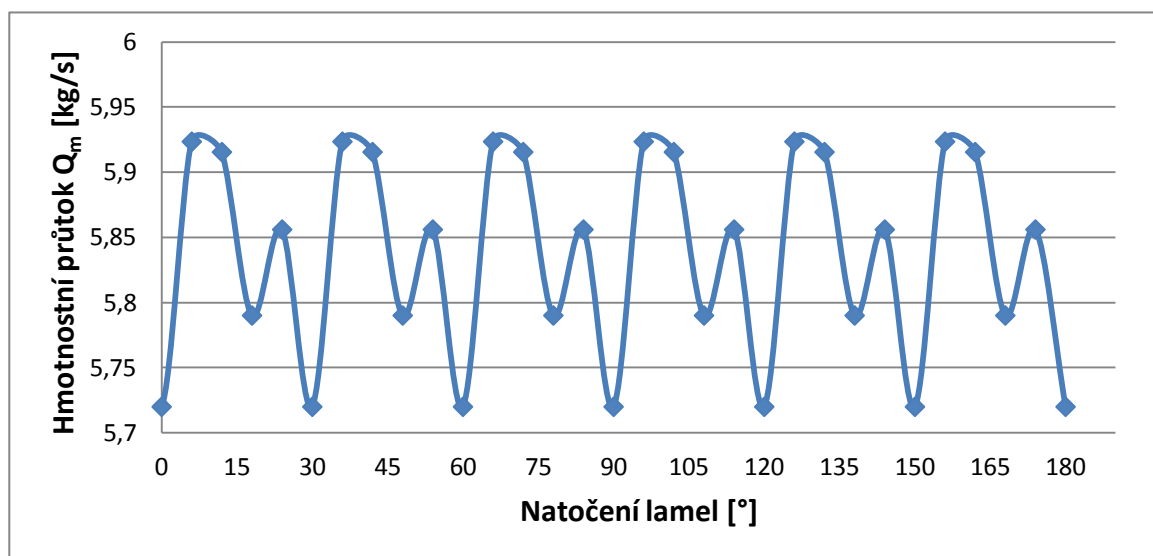


Obr. 29 Detail extrémního navýšení rychlosti kapaliny.



### 5.3.4 Průtok kapaliny

Výsledný průtok zjištěný CFD analýzou je na obr. 30.



Obr. 30 Hmotnostní průtok.

Při výpočtech hlavních rozměrů lamelového hydrogenerátoru byl průtok kapaliny  $Q$  jedním z výchozích parametrů (viz podkapitola 4.1). Jeho hodnota byla  $Q = 8 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$ , tedy (při hustotě  $\rho = 900 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ )  $Q_m = 7,2 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ . Z CFD analýzy (obr. 30) ovšem vyšlo, že se tento hmotnostní průtok bude pohybovat v rozmezí  $5,72 - 5,92 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$  (viz příloha 2). Rozdíl téměř  $1,5 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$  je způsoben nevhodně umístěným sacím a výtlačným potrubím (radiálně k ose rotace) vzhledem ke zvolenému výpočetnímu módu. Zpřesnění výsledků by vyžadovalo umístění sacího a výtlačného potrubí axiálně s osou rotace (viz obr. 19), anebo simulaci s deformovatelnou výpočetní sítí. Toto řešení by ale vyžadovalo 3D CFD analýzu a náročnější přístup k samotné simulaci.

Kolísání hmotnostního průtoku je způsobeno závislostí na natočení lamel hydrogenerátoru. Pro přesnější výsledky by bylo vhodnější použít jemnější krok (aktuálně činí  $6^\circ$ ), to by však způsobilo větší výpočetní náročnost.

## ZÁVĚR

Na začátku této práce byly shrnuty základní poznatky o hydrogenerátorech, jako způsob přeměny energie, rovnoměrnost a nerovnoměrnost průtoku a účinnost hydrogenerátorů. Dále bylo uvedeno rozdělení hydrogenerátorů podle prvků vytvářejících geometrický objem a použití hydrogenerátorů. Následně byl uveden přehled základních výpočetních vztahů a základní teoretické charakteristiky hydrogenerátorů.

Zbylá část této práce již byla zaměřena na konkrétní typ hydrogenerátoru, a sice na lamelový hydrogenerátor. Bylo vytvořeno ucelené shrnutí základních typů lamelových hydrogenerátorů spolu s popisem jednotlivých konstrukcí, principem činnosti, výhodami a nevýhodami a možným použitím. Následovalo teoretické odvození výpočetních vztahů potřebných pro základní návrh rozměrů a parametrů lamelového hydrogenerátoru s nevyváženou konstrukcí. Poté se práce věnovala praktickému výpočtu a následné CFD analýze. V praktickém výpočtu byl určen průměr hřídele, průměr statoru, excentricita, tloušťka lamel a šířka hydrogenerátoru. Pomocí těchto rozměrů byl vytvořen 2D model, který mohl být následně podroben CFD analýze. V práci byly rovněž shrnuty a uvedeny základní principy a postupy při tvorbě analýzy, dále popis použitých programů včetně jejich základních funkcí.

Jedním z výstupů CFD analýzy bylo rozložení tlakového působení při vykonávání pracovního cyklu hydrogenerátoru, které posloužilo k potvrzení základní funkce lamelového hydrogenerátoru. Příliš velké absolutní velikosti statických tlaků jsou způsobeny uvažováním pouze numerické stlačitelnosti kapaliny. Dalším výstupem bylo rozložení rychlostí kapaliny v pracovních prostorech při vykonávání pracovního cyklu. Zde bylo zjištěno, kde rychlost nabývá svých maximálních hodnot. Tyto výsledky by mohly najít využití při skutečném návrhu lamelového hydrogenerátoru s nevyváženým rotorem, neboť optimalizací nepříznivých jevů by mohlo dojít ke snížení ztrát v průběhu pracovního cyklu a tím i ke zvýšení účinnosti celého hydrogenerátoru. Posledním výstupem z analýzy bylo určení hmotnostního průtoku v závislosti na natočení lamel. Zde byla zjištěna značná odchylka od teoreticky určeného hmotnostního průtoku. To poukazuje na fakt, že dané umístění sacího a výtlačného potrubí (radiálně k ose rotace) nemusí být s ohledem na 2D simulaci a zvolené okrajové podmínky tak výhodné. Výhodnější by bylo umístění potrubí axiálně s osou rotace. V takovém případě by ale musel být vytvořen 3D model, který by byl následně podroben složitější a výpočetně náročnější 3D CFD analýze. Výstupem z ní by mohla být mimo jiné například Q-p charakteristika, která by poskytla podrobnější informace o daném hydrogenerátoru. Další možností by bylo použití CFD simulace s deformovatelnou výpočetní sítí. Toto by již ale bylo nad rámec rozsahu bakalářské práce.

V praxi nacházejí lamelové hydrogenerátory poměrně hojné využití. Hydrogenerátory s nevyváženou konstrukcí se používají v hydraulických systémech lodí, bagrů a důlních zařízení. Hydrogenerátory s vyváženou konstrukcí jsou používány v hydraulických obvodech automobilů, letadel a obráběcích strojů.

Nevýhody těchto hydrogenerátorů jsou citlivost na nečistoty v přepravovaném médiu, poměrně velké nároky na výrobní přesnost, vzájemné opotřebovávání lamel a statoru a nižší celková a objemová účinnost. Výhody jsou pak možnost regulace dodávaného množství (u nevyvážené konstrukce), nepatrná pulzace průtoku, relativně nízká hlučnost a poměrně malé rozměry na jednotku dodávaného množství.

Použití těchto hydrogenerátorů může mít v budoucnu ještě významnější roli, neboť s rozvojem nových výrobních technologií a nových materiálů bude klesat jejich výrobní náročnost a stoupat životnost. Tím by se mohly stát ideálním pracovním prvkem pro řadu průmyslových odvětví.

## SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] PEŇÁŽ, Václav; BENŽA, Dušan. *Tekutinové mechanismy*. Brno: ES VUT, 1990. 211 s. ISBN 80-214-0082-X
- [2] PACIGA, Alexander; IVANTYŠYN, Jaroslav. *Tekutinové mechanismy*. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1985. 288 s.
- [3] KOPÁČEK, Jaroslav; PAVLOK, Bohuslav. *Tekutinové mechanismy*. 2. vyd. Ostrava: ES VŠB – TU, 2009. 156 s. ISBN 978-80-248-0856-7
- [4] PAVLOK, Bohuslav. *Hydraulické prvky a systémy, Díl 1. Kapaliny v hydraulických mechanismech. Hydrostatické převodníky*. 2. vyd. Ostrava: ES VŠB – TU, 2009. 156 s. ISBN 978-80-248-0857-4
- [5] KOPÁČEK, Jaroslav. *Hydraulické pohony hornických a hutnických strojů a zařízení*. 2. vyd. Ostrava: ES VŠB, 1968. 333 s.
- [6] BLÁHA, Jaroslav; BRADA, Karel. *Hydraulické stroje*. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1992. 752 s. ISBN 80-03-00665-1
- [7] TOMÁŠ, František; FLEISCHNER, Petr. *Čerpadla. Sbírk příkladů část I*. 2. vyd., část. přepracované. Brno: ES VUT, 1982. 170 s. ISBN 55-555/1-82
- [8] HORÁKOVÁ, Kateřina; HONZEJK, Vít; LEMFELD, František. *Manuál pro výuku numerických metod*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2010. 222 s.
- [9] BOJKO, Marian. *Návody do cvičení „Modelování proudění“ – FLUENT*. Ostrava: ES VŠB, 2008. 141 s. ISBN 978-80-248-1909-9
- [10] KANTOR, Martin. *Hydraulika bezpečnostních přelivů vodních děl za extrémních průtoků*. Praha, 2007. Diplomová práce. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta stavební, Katedra hydrauliky a hydrologie.
- [11] KOZUBKOVÁ, Milada. *Modelování proudění tekutin, FLUENT, CFX*. Ostrava: ES VŠB, 2008. 153 s.
- [12] SFPUMPS. *Sliding vane rotary vacuum pumps* [online]. [cit. 2014-04-11]. Dostupné z [http://www.sfpumps.com.cn/en\\_ProductShow.asp?ProductID=45](http://www.sfpumps.com.cn/en_ProductShow.asp?ProductID=45)
- [13] AUTOMATIZACE.HW. *Principy průmyslových čerpadel – 3. díl – lopatková čerpadla (vane pumps)* [online]. [cit. 2014-04-11]. Dostupné z <http://automatizace.hw.cz/principy-prumyslovych-cerpadel-3dil-lopatkova-cerpadla-vane-pumps>
- [14] OASISPUMPS.CO. *Products* [online]. [cit. 2014-04-11]. Dostupné z <http://www.oasispumps.co.in/products.html>

[15] HYDRAULICSANDPNEUMATICS. *Low-speed/high-torque motors* [online]. [cit. 2014-04-22]. Dostupné z <http://hydraulicspneumatics.com/200/TechZone/HydraulicPumpsM/Article/False/6429/TechZone-HydraulicPumpsM>

[16] AUTOMATIZACE.HW. *Principy průmyslových čerpadel – 12. díl – speciality* [online]. [cit. 2014-04-23]. Dostupné z <http://automatizace.hw.cz/principy-prumyslovych-čerpadel-12dil-speciality>

[17] VOSTROVSKÝ Jiří. *Hydraulické a pneumatické mechanizmy*. 2. vyd. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1991. 248 s. ISBN 80-01-00626-3

## SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Schematické značky hydrogenerátorů .....	13
Obr. 2 Schéma přenosu energie v hydrogenerátorech.....	14
Obr. 3 Teoretické charakteristiky hydrogenerátorů .....	15
Obr. 4 Princip činnosti lamelového hydrogenerátoru s nevyváženým rotorem .....	17
Obr. 5 Lamelový hydrogenerátor s regulací na konstantní tlak .....	18
Obr. 6 Konstrukce lamel.....	19
Obr. 7 Přívod tlakové kapaliny .....	19
Obr. 8 Síly působící na statorový kroužek.....	20
Obr. 9 Charakteristika lamelového hydrogenerátoru s regulací na konstantní tlak .....	20
Obr. 10 Schéma lamelového hydrogenerátoru s jednou lamelou .....	21
Obr. 11 Schéma dvoustupňového lamelového hydrogenerátoru s jednou lamelou .....	21
Obr. 12 Schéma funkce hydrogenerátoru s elastickými lamelami.....	22
Obr. 13 Schéma lamelového hydrogenerátoru s kyvnými lamelami .....	23
Obr. 14 Reálná konstrukce lamelového hydrogenerátoru s nevyváženým rotorem .....	23
Obr. 15 Schéma lamelového hydrogenerátoru s vyváženým rotorem .....	24
Obr. 16 Schéma hydrogenerátoru s ozubeným řemenem.....	25
Obr. 17 Reálná konstrukce lamelového hydrogenerátoru s vyváženým rotorem.....	25
Obr. 18 Schéma lamelového hydrogenerátoru s lamelami vedenými ve statoru.....	26
Obr. 19 Schéma lamelového hydrogenerátoru s nevyváženou konstrukcí.....	27
Obr. 20 2D model lamelového hydrogenerátoru. ....	33
Obr. 21 Znázornění chodu lamel.....	34
Obr. 22 Základní typy elementů .....	35
Obr. 23 Postup numerické simulace.....	36
Obr. 24 Algoritmus řešení programem Fluent .....	37
Obr. 25 Tabulka použitého nastavení v programu Fluent. ....	38
Obr. 26 Vložení okrajových podmínek. ....	38
Obr. 27 Rozložení tlaků.....	39
Obr. 28 Rozložení rychlostí.....	40
Obr. 29 Detail extrémního navýšení rychlosti kapaliny.....	40
Obr. 30 Hmotnostní průtok.....	41

## SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Popis	Jednotka
$V_g$	geometrický objem	$m^3$
$Q_t$	teoretický průtok	$m^3 \cdot s^{-1}$
$Q$	skutečný průtok	$m^3 \cdot s^{-1}, l \cdot s^{-1}$
$Q_m$	hmotnostní průtok	$kg \cdot s^{-1}$
$n$	otáčky	$s^{-1}$
$M$	moment	$N \cdot m$
$P$	výkon	$W$
$E_m, E_p$	energie	$J$
$\eta_c$	celková účinnost	-
$\eta_Q$	průtoková účinnost	-
$\eta_{m,p}$	mechanicko-tlaková účinnost	-
$\eta_V$	objemová účinnost	-
$\Delta p_t$	teoretický rozdíl tlaků	$MPa$
$\Delta p$	skutečný rozdíl tlaků	$MPa$
$P_1$	příkon	$W$
$P_2$	výkon	$W$
$\omega$	úhlová rychlost	$s^{-1}$
$\propto$	regulační výchylka	-
$b$	šířka lamel	$mm$
$e$	excentricita	$mm$
$D$	vnitřní průměr statoru	$mm$
$d$	průměr rotoru	$mm$
$s$	tloušťka lamely	$mm$
$z$	počet lamel	-
$F_y$	složka síly ve směru $y$	$N$
$F_x$	složka síly ve směru $x$	$N$
$F_r$	síla pružiny	$N$
$R_1$	největší poloměr statoru	$mm$
$R_2$	nejmenší poloměr statoru	$mm$
$c$	vůle mezi statorem a rotorem	$mm$
$v$	rychlost kapaliny	$m \cdot s^{-1}$
$W$	modul průřezu v ohybu	$mm^3$
$W_k$	modul průřezu v krutu	$mm^3$
$\sigma$	napětí v ohybu	$MPa$
$\sigma_{o,D}$	dovolené napětí v ohybu	$MPa$
$d_0$	průměr hnacího hřídele	$mm$
$M_k$	krouticí moment	$N \cdot m$
$\tau$	napětí v krutu	$MPa$
$\tau_{k,D}$	dovolené napětí v krutu	$MPa$
$\Delta Y$	měrná energie	$J \cdot kg^{-1}$
$\rho$	hustota	$kg \cdot m^{-3}$
$\kappa$	pomocný koeficient	-
$\eta$	dynamická viskozita	$Pa \cdot s$

## **SEZNAM PŘÍLOH**

Příloha 1 – Výpočet obvodových rychlostí

Příloha 2 – Výpočet hmotnostního průtoku

# PŘÍLOHY

## Příloha 1 – Výpočet obvodových rychlostí

0 stupňů natočení lopatka 1				0 stupňů natočení lopatka 2			
tlačná stěna		sací stěna		tlačná stěna		sací stěna	
$v_x$	$v_y$	$v_x$	$v_y$	$v_x$	$v_y$	$v_x$	$v_y$
[m/s]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[m/s]
-10,0632	2,927438	-10,1787	2,496362	-7,25258	7,565568	-7,56557	7,252585
-10,0733	2,930365	-10,1882	2,498687	-7,27247	7,586308	-7,58488	7,271094
-10,0833	2,933291	-10,1977	2,501013	-7,29235	7,607048	-7,60418	7,289603
-10,0934	2,936217	-10,2071	2,503338	-7,31223	7,627788	-7,62349	7,308112
-10,1034	2,939144	-10,2166	2,505663	-7,33211	7,648529	-7,6428	7,326621
-10,1135	2,94207	-10,2261	2,507988	-7,352	7,669269	-7,66211	7,34513
-10,1236	2,944996	-10,2356	2,510314	-7,37188	7,690009	-7,68141	7,363639
-10,1336	2,947923	-10,2451	2,512639	-7,39176	7,710749	-7,70072	7,382148
-10,1437	2,950849	-10,2546	2,514964	-7,41164	7,731489	-7,72003	7,400657
-10,1537	2,953775	-10,264	2,517289	-7,43152	7,752229	-7,73934	7,419166
-10,1638	2,956701	-10,2735	2,519615	-7,45141	7,772969	-7,75865	7,437675
-10,1738	2,959628	-10,283	2,52194	-7,47129	7,79371	-7,77795	7,456184
-10,1839	2,962554	-10,2925	2,524265	-7,49117	7,81445	-7,79726	7,474693
-10,194	2,96548	-10,302	2,526591	-7,51105	7,83519	-7,81657	7,493202
-10,204	2,968407	-10,3114	2,528916	-7,53093	7,85593	-7,83588	7,511711
-10,2141	2,971333	-10,3209	2,531241	-7,55082	7,87667	-7,85519	7,53022
-10,2241	2,974259	-10,3304	2,533566	-7,5707	7,89741	-7,87449	7,548729
-10,2342	2,977186	-10,3399	2,535892	-7,59058	7,91815	-7,8938	7,567238
-10,2443	2,980112	-10,3494	2,538217	-7,61046	7,938891	-7,91311	7,585748
-10,2543	2,983038	-10,3588	2,540542	-7,63035	7,959631	-7,93242	7,604257

Pozn.: Zbytek výpočtů viz příložené CD.



Příloha 2 – Výpočet hmotnostního průtoku

natočení	$Q_m$	natočení	$Q_m$	natočení	$Q_m$
[°]	[kg/s]	[°]	[kg/s]	[°]	[kg/s]
0	5,7199	126	5,9235	246	5,9235
6	5,9235	132	5,9155	252	5,9155
12	5,9155	138	5,79	258	5,79
18	5,79	144	5,856	264	5,856
24	5,856	150	5,7199	270	5,7199
30	5,7199	156	5,9235	276	5,9235
36	5,9235	162	5,9155	282	5,9155
42	5,9155	168	5,79	288	5,79
48	5,79	174	5,856	294	5,856
54	5,856	180	5,7199	300	5,7199
60	5,7199	186	5,9235	306	5,9235
66	5,9235	192	5,9155	312	5,9155
72	5,9155	198	5,79	318	5,79
78	5,79	204	5,856	324	5,856
84	5,856	210	5,7199	330	5,7199
90	5,7199	216	5,9235	336	5,9235
96	5,9235	222	5,9155	342	5,9155
102	5,9155	228	5,79	348	5,79
108	5,79	234	5,856	354	5,856
114	5,856	240	5,7199	360	5,7199
120	5,7199				